



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



HLUK EMITOVANÝ DRŽÁKEM KOTOUČOVÉ BRZDY

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Filip Seidel**
Vedoucí práce: prof. Dr. Ing. Pavel Němeček



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Filip Seidel**

Osobní číslo: **S16000340**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**

Název tématu: **HLUK EMITOVANÝ DRŽÁKEM KOTOUČOVÉ BRZDY**

Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

- 1) Popište možné příčiny vzniku nepříjemných hluků brzd při provozu automobilu a popište současné metody pro jejich identifikaci.
- 2) Provedte měření a analýzu experimentálních dat na držácích kotoučové brzdy z produkce TRW. Vyžijte dostupné HW a SW nástroje.
- 3) Identifikujte možné příčiny změny dynamických vlastností držáku brzdy během výrobního procesu.
- 4) Navrhněte vhodná řešení držáku kotoučové brzdy s cílem snížit emisi hluku při brzdění.

Při řešení spolupracujte se společností TRW Automotive Czech s.r.o.

Rozsah grafických prací: **výsledky měření**
Rozsah pracovní zprávy: **50 stran textu + CD**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:


- [1] **VLK, F.:** *Stavba motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
[2] **VLK, F.:** *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
[3] **Nový, R.:** *Hluk a chvění*. Praha, ČVUT 2000.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Pavel Němeček**
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: **15. ledna 2018**
Termín odevzdání diplomové práce: **15. dubna 2019**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. ledna 2018

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi z katedry vozidel a motorů TUL, dále Ing. Lukáši Markovi a všem dalším zaměstnancům jabloneckého závodu ZF (*TRW Automotive Czech s.r.o.*), kteří mi při psaní této práce pomohli.

Poděkování patří také mé rodině za podporu po celou dobu mého studia na vysoké škole.

ABSTRAKT

Tématem této diplomové práce jsou brzdy z pohledu akustického komfortu. Úvodní teoretickou část tvoří rešerše, představující jednotlivé druhy běžně se vyskytujících brzdových hluků a dále jsou zde popsány mechanismy vzniku a následného šíření těchto hluků do okolí. Závěr rešerše je pak věnován způsobům používaným pro odhalování těchto hluků při vývoji brzd.

Praktická část práce se zabývá změnou frekvenčních vlastností držáku kotoučové brzdy, která se objevila poté, co se obrábění zkoumaného dílu přesunulo na jiný obráběcí stroj. Kromě bližšího představení vlastního zkoumaného brzdového držáku a způsobu jeho kontroly jsou zde dále detailně popsány jednotlivé kroky, provedené ve snaze odhalit příčiny zpozorované změny frekvenčních vlastností – statistická analýza, kontrola způsobu měření, kontrola rozměrů pomocí 3D skeneru a porovnání experimentálně získaných výsledků s výsledky CAE simulace. Závěr práce je pak věnován několika návrhům možných opatření, sloužící ke zlepšení současného stavu a případnému zamezení vzniku podobných problémů v budoucnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

brzdový držák, NVH, brzdový hluk, vibrace, vlastní frekvence, modální analýza

ABSTRACT

Topic of this diploma thesis are brakes from the point of view of acoustic comfort. The introductory theoretical part consists of research dealing with various kinds of brake noise occurring during vehicle operation and there is also presented the mechanism causing this noise and its spreading to the environment. End of this research is devoted to the methods used to detect introduced noise during development of the brakes.

The practical part of this thesis deals with the change of the frequency characteristics of the brake carrier that occurred after change of the machine centre. Except detail introduction of the checked carrier and method of its inspection there are also described individual steps taken to reveal the causes of observed changes in frequency characteristics – statistical analysis, measurements methods check, dimension check with 3D scanner and comparison measured results with results of CAE simulations. The conclusion of this thesis is devoted to several precaution suggestions, which serve to improve the current situation and eventually to avoid similar problems in the future.

KEYWORDS

brake carrier, NVH, brake noise, vibration, eigenfrequency, modal analysis

OBSAH

Úvod.....	9
1 Brzdový hluk.....	10
1.1 Vliv hluku	10
1.2 Definice hluku.....	11
1.3 Rozdělení brzdového hluku.....	11
1.3.1 Judder	12
1.3.2 Groan.....	13
1.3.3 Hum.....	13
1.3.4 Moan	13
1.3.5 Squeal.....	13
1.3.6 Squeak.....	13
1.3.7 Squelch.....	14
1.3.8 Wire brush.....	14
1.4 Příčiny vzniku brzdového hluku	14
1.5 Možné způsoby pro zamezení vzniku brzdového hluku	14
1.6 Zdroje hluku.....	15
1.7 Odezva systému	18
1.7.1 Hum.....	18
1.7.2 Squeal.....	19
1.7.3 Squeak.....	21
2 Testování brzd z pohledu NVH.....	22
2.1 Laboratorní testy	22
2.1.1 Používané dynamometry	22
2.1.2 Testovací procedury	23
2.2 Jízdní testy.....	24
2.2.1 Zaměření na řidiče.....	25
2.2.2 Zaměření na okolí	26
2.2.3 Zaměření na jednotlivé komponenty.....	26
3 Analýza frekvenčních vlastností brzdového držáku.....	27
3.1 Představení problému.....	27
3.2 Zkoumaný díl	28
3.3 Měření frekvenčních vlastností při výrobě.....	29
3.4 Porovnání obrábění	31
3.5 Hledání společných znaků nevyhovujících dílů.....	32

3.6	Odlitky	33
3.7	Analýza jednotlivých kavit	34
3.8	Ověření použité metody měření	37
3.9	Rozdíl výsledků měření u 2. kontrolované frekvence	40
3.10	Kontrola rozměrů nevyhovujícího držáku.....	44
3.11	CAE analýza získaných dat.....	48
4	Návrh opatření pro zlepšení	55
4.1	Nástroj pro kontrolou naměřených dat.....	55
4.2	Stanovení nových limitů	57
4.3	Použití nosiče při stanovování frekvencí pro kontrolu ve výrobě.....	59
5	Závěr	61
	Seznam použité literatury.....	62
	Přílohy	64
	A: Obsah přiloženého CD	64
	B: Výkresy navrženého nosiče pro ověření měření	64

SEZNAM POUŽITÉ SYMBOLIKY

c	[Ns/m]	součinitel tlumení
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
f	[Hz]	frekvence
F_f	[N]	třecí síla
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
h	[m]	tloušťka
J	[kg·m ²]	moment setrvačnosti
k	[N/m]	tuhost
K	[MPa]	modul objemové pružnosti
L	[N]	vnější zatížení
M	[kg]	hmotnost vozidla
N	[N]	normálová síla
N_0	[N]	předpětí
P	[N]	tíha vozidla
V	[m/s]	rychlost vozidla
x	[m]	dráha
y	[m]	výchylka
α	[rad]	úhel pootočení kola
θ	[°]	úhel natočení
μ	[-]	Poissonovo číslo
μ_D	[-]	dynamický součinitel smykového tření
μ_s	[-]	klidový součinitel tření
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
ω_1	[Hz]	1. vlastní frekvence
ω_2	[Hz]	2. vlastní frekvence

<i>CAD</i>	computer-aided design
<i>CAE</i>	computer-aided engineering
<i>cav</i>	kavita
<i>ČSN</i>	česká technická norma
<i>DIN</i>	Deutsche Industrie-Norm
<i>E3</i>	obráběcí stroj ETD 3
<i>GLMS</i>	Global Lab Management System
<i>LACT</i>	Los Angeles City Traffic
<i>nOK</i>	nevyhovující díl
<i>NCAP</i>	New Car Assessment Programme
<i>NVH</i>	noise, vibration and harshness
<i>OK</i>	vyhovující díl
<i>pdf</i>	Portable Document Format
<i>SAE</i>	Society of Automotive Engineers
<i>VBA</i>	Visual Basic for Applications
<i>W2</i>	obráběcí stroj Wavis II

ÚVOD

Že je spolehlivá brzda nejdůležitějším bezpečnostním systémem vozidla si uvědomovali už staří Římané, kteří na svých vojenských vozech již před více než 2000 lety začali používat špalíkovou třecí brzdu – byli to tak právě Římští vojáci, kteří si jako první mohli povšimnout, že jakékoliv použití brzdy je neodmyslitelně spojeno s různými více či méně nepříjemnými zvuky a hluky. Řešení tohoto problému však mělo před sebou ještě dlouhou cestu. Také při rozvoji automobilismu se hledělo zpočátku hlavně na výkonnostní parametry, tedy aby byly automobily stále rychlejší a lépe ovladatelné. Hluk a vibrace tak musely, jako faktory nijak výrazně neovlivňující výkonnost nebo bezpečnost, čekat na větší pozornost až do 30. let minulého století, než se jimi začali seriózně zabývat první inženýři.

Časem se však problém nepříjemných hluků ukázal natolik obsáhlý, že si vysloužil svou vlastní vědní disciplínu, dnes známou pod zkratkou NVH – za těmito písmeny se skrývají anglická slova *noise, vibration and harshness*, což můžeme do češtiny volně přeložit jako hluk, vibrace a drsnost. Tento obor se zabývá jevy souvisejícími se subjektivním vnímáním kultivovanosti a cestovního komfortu, na což mají brzdy nezanedbatelný vliv. Pozornost byla v počátcích výzkumu směřována pochopitelně na brzdy bubnové, s vynálezem a postupným rozšířením kotoučových brzd ale přešel hlavní zájem na ně. Proto je i tato práce orientovaná primárně na brzdy kotoučové, které dnes u osobních vozidel mají klíčovou roli.

Ačkoliv je problematika brzdového hluku detailněji zkoumána už téměř 90 let, je stále mnoho problémů, které na své vyřešení teprve čekají. S úrovní odhlučnění současných spalovacích motorů a hlavně s nástupem elektromobilů se jakýkoliv případný brzdový hluk projeví s daleko větší intenzitou a tak je brzdám z pohledu akustického komfortu věnována v současné době větší pozornost než kdy dříve a význam NVH bude i v budoucnu stále silnit.

Vzhledem k dostupnosti velké části vědeckých poznatků týkajících se brzdového hluku pouze v anglickém jazyce a obtížnému hledání správných českých ekvivalentů některých pojmů, jsou odborné technické názvy v této práci pro zachování přesnosti většinou ponechány v angličtině.

1 BRZDOVÝ HLUK

Brzdová soustava je z pohledu bezpečnosti klíčovým prvkem každého vozidla, neboť je zodpovědná za snížení rychlosti vozidla, jeho zastavení a zajištění již stojícího vozidla proti pohybu. Brzdění je dosaženo záměrně vyvolaným třením mezi rotujícími a pevnými částmi motorového vozidla, např. mezi brzdovým kotoučem a brzdovými destičkami. Tím se pohybová energie mění v třecích plochách převážně v energii tepelnou, kterou je potřeba kvůli zamezení poškození brzd odvádět dále do okolí. Přeměna v teplo ale není stoprocentní, pohybová energie se dále mění v hluk a vibrace. Ačkoliv brzdový hluk a vibrace představují pouze zlomek celkové disipované kinetické energie, svým působením mohou negativně ovlivnit jak pohodlí posádky vozu, tak nepříjemně působit na jeho okolí.

1.1 Vliv hluku

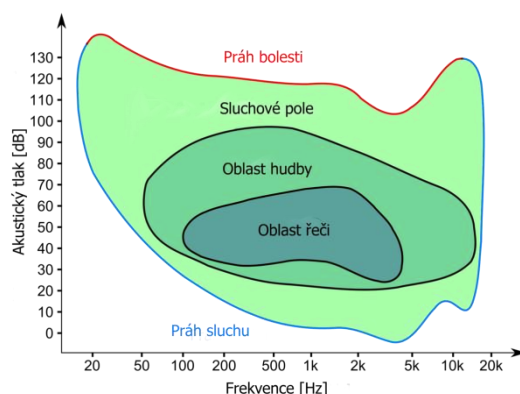
Nežádoucí hluk způsobený brzdami motorového vozidla má, kromě v úvodu zmíněného sníženého komfortu posádky a obtěžování okolí, ještě další nezanedbatelný vliv, a sice na výrobce vozidel. I poměrně malou hladinu brzdového hluku nebo vibrací si majitel vozu často vyloží jako příznak možné závažnější poruchy brzdového systému a požaduje v autorizovaném servisu opravu v rámci záruky, kterou výrobce ze zákona na nové vozidlo poskytuje. To jednak poškozuje image automobilky v očích zákazníků, dále s sebou tento problém nese pro výrobce také značné finanční náklady, převážně pak v Evropě a USA, kde zákazníci automaticky očekávají vysokou úroveň kvality nového vozu. Jak uvádí Oberst [1], až 60 % záručních reklamací nových vozidel souvisejících s brzdami je způsobeno právě nepříjemnými zvuky. Na druhou stranu však tyto vady ve většině případů nemají významný vliv na brzdící schopnost vozidla a bezpečnost posádky tak nijak zásadně neohrožují.

Protože se jednotliví výrobci automobilů, potažmo jejich dodavatelé brzdových systémů snaží získat náskok před konkurencí a redukovat výdaje na případné záruční opravy, investují velké částky peněz do navržení optimálního brzdového systému, který by nevydával nepříjemné zvuky – Kinkaid [2] uvádí, že u výrobců materiálů brzdových destiček je často až 50 % rozpočtu určeného na vývoj utraceno v souvislosti s řešením problémů s hluky a vibracemi. Vyrobit nehluchnou brzdu však zůstává i v současné době velkou výzvou – hluk je s brzdami pracujícími na principu tření spojen od samého počátku jejich používání a navzdory velikému úsilí výzkum a vývoj stále nepřinesl efektivní metodu pro návrh zcela tiché brzdy [3]. I v současnosti tak lze předpokládat, že u každého nového vozu se s velkou mírou pravděpodobnosti hluk a vibrace v určitých provozních režimech vyskytnou. Na druhou stranu však již výzkum a získané zkušenosti dosáhly takové úrovně pochopení základních příčin vzniku hluku a vibrací, že při použití některých osvědčených postupů při návrhu brzdového systému se náchylnost k vzniku hluku a vibracím výrazně sníží.

1.2 Definice hluku

Pojem *brzdový hluk* definuje Day [4] jako slyšitelný zvuk emitovaný kotoučovou nebo bubnovou brzdou během provozu vozidla, objevující se na určitých frekvencích, které jsou závislé na provozních podmínkách (např. otáčky kola). Specifikace *během provozu* vozidla pak neomezuje výskyt brzdového hluku pouze na stav, kdy je řidičem vyvolána (např. pomocí brzdového pedálu) brzdná síla nebo tlak – brzdový hluk se může objevit i v případě, že brzdy nejsou během jízdy používány (v tom případě se jedná o tzv. *off-brake* hluk).

Brzdový hluk se vyskytuje v širokém rozsahu frekvencí, běžně od 100 Hz až za hranici 20 kHz. Pro porovnání, vnímání zvuku je u člověka omezeno slyšitelnými frekvencemi přibližně od 16 Hz až do 20 kHz a u každé frekvence je odlišný rozdíl intenzit, které slyšíme – to je graficky zpracováno na obr. 1.1, kde je zobrazeno sluchové pole lidského ucha včetně tzv. Kingsburyho prahových křivek. Lidský sluch je nejcitlivější v oblasti frekvencí mezi 1 a 5 kHz, a právě v této oblasti se objevuje zvuk označovaný jako *squeal* (1 až 4 kHz), což z něj činí nejproblematictější hluk spojený s automobilovými brzdami.



Obr. 1.1: Sluchové pole lidského ucha [5]

Většina brzdových hluků je značně nestálá v tom smyslu, že se za stejných provozních podmínek (brzdná síla, rychlost, teplota ...) během jedné brzdné aplikace hluk může objevit, zatímco u další už ne. Hluk může být také přerušen během jedné otáčky kola vlivem nepatrné změny podmínek způsobené házením kotouče.

1.3 Rozdělení brzdového hluku

Brzdový hluk je poměrně široký pojem a z toho důvodu se dělí do několika podkategorií v závislosti na frekvenci a mechanismu jeho vzniku. Přesné rozdělení těchto zvuků, jejich charakteristické vlastnosti a frekvence, na kterých se objevují, se mezi různými autory lehce liší a neexistuje tak pouze jedna ucelená definice. Níže je uveden výčet nejvýznamnějších hluků, jak je uvádí Day [4] vycházející z rozdělení podle Northa (1976), později doplněného Langem a Smalesem (1983). Z několika vybraných druhů hluků, resp. vibrací je největší pozornost věnována těm, které působí konstruktérům a výzkumníkům největší potíže – *judder* a *squeal*.

1.3.1 Judder

Judder je nízkofrekvenční vibrace závislá na rychlosti otáčení brzdového kotouče (frekvence *judderu* je násobkem rychlosti otáčení). Ačkoliv *judder* může také být také zdrojem hluku (při vyšších rychlostech vzniká zvuk označovaný jako *drone* nebo *rumble*), jeho hlavním problémem jsou vibrace kola a brzdy. Tyto vibrace mohou být nepříjemné jednak proto, že se přenášejí na řidiče prostřednictvím brzdového pedálu nebo volantu, ale mohou také vést k předčasnému selhání příslušných dílů. *Judder* se dále dělí do dvou kategorií:

Studený judder se objevuje na nižších frekvencích (běžně okolo 10 Hz). Jeho vznik je spojený s nerovnostmi brzdících ploch, které mohou mít různou příčinu, např. nekruhovitost nebo excentricitu bubnové brzdy, házení brzdového kotouče či variabilitu tloušťky brzdového kotouče (často označovaná anglickou zkratkou *DTV*). Díky pochopení příčin vzniku a zlepšení výrobních postupů se však dnes tento problém vyskytuje u moderních vozidel pouze zřídka.

Horký judder (nazývaný také jako vysokorychlostní) se objevuje na vyšších frekvencích, běžně mezi 100 až 200 Hz. Tento *judder* je problematičtější, protože se jedná převážně o tepelně indukovaný jev. Vzájemným termomechanickým působením mezi třecí dvojicí dochází jednak k deformaci kotouče, může ale také dojít k fázové přeměně uvnitř třecího materiálu, ze kterého je kotouč vyroben. Tyto fázové přeměny vytvářejí na povrchu kotouče tzv. *modré* (kvůli své charakteristické barvě vzniklé oxidací) nebo také *horké skvrny* tam, kde se mění původní, převážně perlitická mikrostruktura na martenzitickou, které má větší specifický objem. Ukázka těchto skvrn je na obr. 1.2. Nerovný třecí povrch způsobený modrými skvrnami spolu se souvisejícím nekonstantním koeficientem tření pak vytváří cyklické změny brzdného momentu, které způsobují vibrace. *Horký judder* se objevuje převážně u užitkových vozidel a větších a výkonnějších osobních vozidel.



Obr. 1.2: Různé tvary tzv. *modrých* (*horkých*) skvrn [4]

Jak uvádí Day [4], existují čtyři základní pravidla pro zamezení vzniku *horkého judderu* a s ním spojených hluků (*drone*, *rumble*):

- navrhnout kotouč tak, aby se minimalizovala tepelná deformace a udržoval se rovnoměrný kontakt mezi destičkou a kotoučem
- používat třecí materiály s nízkou stlačitelností pro rovnoměrnější kontakt
- použít třecí materiál s velkou tepelnou vodivostí, aby se snížily povrchové teploty a zmenšilo se kolísání teplot po obvodu kotouče
- navrhnou kotouč tak, aby měl malou šířku třecí plochy.

1.3.2 Groan

Groan je druh nízkofrekvenčního zvuku (většinou s frekvencí do 100 Hz), objevující se převážně při menších rychlostech. Jako příčina jeho vzniku je považován tzv. *stick-slip* efekt, jehož mechanismus je podrobněji popsán v kapitole 1.6. *Groan* se často objeví u vozidla vybaveného automatickou převodovkou při pomalém uvolňování provozní brzdy při rozjezdu, může být ale vyvolán také uvolněním provozní nebo ruční brzdy, pokud vozidlo stojí ve svahu.

1.3.3 Hum

Hum je rezonanční sinusová vibrace s frekvencí od 100 do 400 Hz. Není závislý na rychlosti otáčení kotouče a většinou se objevuje v tzv. *off-brake* režimu, kdy není aplikována brzdná síla. Objevuje se často u kotoučových brzd s malou torzní tuhostí uložení brzdového třmenu.

1.3.4 Moan

Moan je druh hluku, který se objevuje na frekvencích v rozmezí 600 až 700 Hz, převážně se projevující při velmi malých rychlostech. Bauer uvádí [6], že hlavním problémem *moanu* je to, že se často naplno projeví až během finální části návrhu brzdy při testech, kdy jsou již jednotlivé komponenty nápravy a brzd napevno zabudovány a jakékoliv následné úpravy jsou možné jen s vynaložením značných finančních prostředků.

1.3.5 Squeal

Squeal (někdy také označovaný jako *nízkofrekvenční squeal*) je tím nejrušivějším zvukem, který se u automobilových brzd (bubnových i kotoučových) objevuje. Frekvence výskytu *squealu* je běžně mezi 1 a 4 kHz, kde je zároveň lidský sluch nejcitlivější (viz obr. 1.1), což činí tento zvuk značně problematickým. Tento hluk vzniká následkem dynamických nestabilit, způsobených tzv. *sprag-slip* mechanismem (viz kap. 1.6). V těchto podmínkách pak brzdový kotouč funguje jako reproduktor, protože má velkou rovnou plochu, která může snadno vysílat zvuk.

Potlačit *squeal* je poměrně obtížné, protože díky symetrii brzdového kotouče nebo brzdového bubnu se může neustále přenášet energie mezi dvěma těsně sousedícími módy kmitání (tzv. *párové módy*) a dochází k *binárnímu flutteru* (tento jev je detailněji rozebrán v kap. 1.7.2).

Ačkoliv je hlavním problémem *squealu* jeho akustický projev působící na řidiče i okolí vozidla, jak uvádí Hochlenert [7] *squeal*, resp. příslušné vibrace v brzdovém systému mohou v některých extrémních situacích (vozidla osazená lehkými designovými ráfky s velkým průměrem a malým tlumením) způsobit i poškození paprsků ráfku. Jedná se ale o jev, který je značně ojedinělý.

1.3.6 Squeak

Squeak (někdy také označovaný jako *vysokofrekvenční squeal*) je zvuk s frekvencí 4 až 15 kHz. Popis, jak tento nepříjemný hluk vzniká je uveden v kap. 1.7.3. *Squeak* je častý problém u kotoučových brzd s plovoucím třmenem s jedním pístkem.

1.3.7 Squelch

Squelch je obdobou *squeaku* s amplitudovou modulací. Jedná se o superpozici několika vysokofrekvenčních (často ultrazvukových) vibrací vedoucí k nízkofrekvenční amplitudové modulaci obálky [8]. Tento hluk pulsuje, což může být následek asymetrie brzdového kotouče.

1.3.8 Wire brush

Wire brush (v literatuře nazýván také jako *roughness noise* nebo *rubbing noise* [9]) je vysokofrekvenční hluk (může dosáhnout až 20 kHz) s náhodnou amplitudovou modulací. Tento hluk je často pozorován těsně před tím, než vznikne *squeak*. Předpovědět *wire brush* je poměrně obtížné, protože i v současné době není zcela jasné znám jak jeho zdrojový mechanismus, tak přenosové cesty, kterými se tento hluk šíří.

1.4 Příčiny vzniku brzdového hluku

Je všeobecně uznáváno, že většina nepříjemných zvuků brzd je způsobena dynamickými nestabilitami vzniklými vlivem tření. Ty následně rozvibrují brzdové komponenty (typicky brzdový kotouč nebo brzdový buben), které poté do okolí vysílají slyšitelný zvuk. V některých provozních režimech může dojít k rezonanci – systém se stává nestabilním a amplituda vibrací roste teoreticky až do nekonečna. V praxi je však maximální velikost amplitudy řízena různými nelineárními jevy, takže nekonečně velkých hodnot dosáhnout nemůže.

Mechanismus vzniku brzdového hluku může být tedy rozdělen do dvou částí – *zdroj* vytvářející vstupní signál vstupující do brzdového systému ve formě vibrací a *rezonátor*, který tento vstupní signál zesiluje a vysílá ho do okolí jako změnu akustického tlaku. Z výše uvedeného vyplývá, že pokud chceme snížit náchylnost brzdového systému ke vzniku hluku a vibrací během provozu vozidla, existují dva možné způsoby řešení – zaměřit se na *příčinu* (tedy zdroj vibrací) nebo na *odezvu* (tedy jejich zesílení). Ačkoliv se výzkum ubírá oběma směry, jak shrnuje Day [4] je v současné době daleko větší pozornost věnována druhé možnosti, tedy způsobům, jak zamezit zesílení vzniklých vibrací.

1.5 Možné způsoby pro zamezení vzniku brzdového hluku

Jak bylo uvedeno v části 1.1, tak ačkoliv v současné době nemáme k dispozici žádný vhodný nástroj pro návrh dokonale tiché brzdy, vznikl díky kombinaci poznatků výzkumníků a zkušeností konstruktérů soubor pravidel pro minimalizaci výskytu nepříjemných hluků automobilových brzd. Při jeho dodržení během fáze návrhu brzdového systému by tak nemělo dojít ke stavu, že navržená brzda bude vzhledem k výsledné úrovni hluku a vibrací při provozu vozidla nepoužitelná. Dále jsou uvedeny některé z těchto poznatků [4]:

- pravděpodobnost výskytu hluku se zvyšuje s rostoucím součinitelem tření μ , takže je možné pro odstranění problémů s hlukem použít materiál, který má menší součinitel tření μ – na druhou stranu ale může dojít k poklesu brzdného účinku
- výskyt hluku se zvyšuje během chladnutí po opakovaných brzdných aplikacích nebo po intenzivním brzdění – z tohoto důvodu je možné snížit hlučnost navržením brzdového systému s dobrým odvodem tepla
- u bubnové brzdy je často možné snížit hluk zmenšením tzv. čelistového součinitele (poměr třecí síly vytvořené brzdovou čelistí na poloměru bubnu k aplikované síle) na náběžné čelisti, dále pak zbroušením obložení (pro lepší obvodový dotyk) a zkrácením obložení nebo sražením jeho hran
- pravděpodobnost vzniku *squealu* u kotoučové brzdy můžeme snížit minimalizací tření při vzájemném relativním pohybu pístku a destičky v tangenciálním směru použitím maziva nebo nanesením vrstvy s malým součinitelem tření na vzájemné stykové plochy
- u kotoučové brzdy je často možné snížit hluk posunutím místa dotyku pístku a zadní strany brzdové destičky směrem k úběžnému konci destičky
- odstranit výskyt některých zvuků je možné odstraněním drážek ve třecím materiálu, vložením mezivrstvy s velkým tlumením mezi třecí materiál a zadní desku brzdové destičky (tzv. *backplate*), stejně tak jako použití viskoelastické vrstvy mezi zadní část brzdové destičky a kovovou tlumící podložku (tzv. *shim*) – tato viskoelastická vrstva pak malé ohybové napětí převede na velké napětí smykové
- namazání pohyblivých částí (např. vodící čepy) výrazně ovlivní velikost tření, čímž dojde k ovlivnění akustických vlastností

Výše uvedený výčet rozhodně není kompletní, má spíše poukázat na to, jak náročné a někdy protichůdné je navrhnout brzdový systém, který by nevydával nežádoucí zvuky. Podstata těchto úprav spočívá ve změně charakteristiky interakce různých částí brzdové soustavy. Vhodný způsob pro redukci hluku vždy závisí na konkrétní řešené brzdě a na povaze řešeného zvuku, tedy jeho frekvenci, případně dynamické nestabilitě, při které zvuk vzniká – například použití viskoelastické vrstvy je vhodné pro tlumení vysokofrekvenčních zvuků nad 4 kHz.

1.6 Zdroje hluku

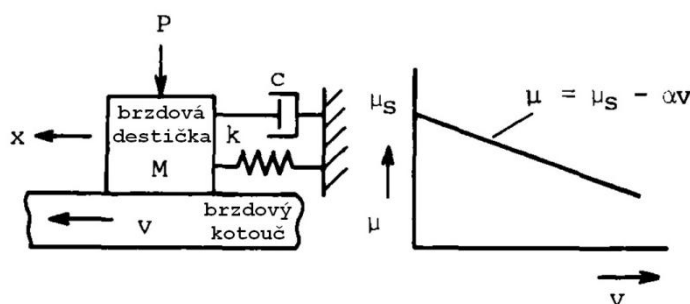
Jak bylo uvedeno dříve, většina brzdového hluku vzniká jako důsledek dynamické nestability brzdového systému. Většina analytických přístupů zaměřených na pochopení základního mechanismu vzniku těchto nestabilit zahrnuje 4 základní fáze [10]:

- 1) Navržení parametrického modelu zjednodušeně popisujícího chování skutečné brzdy – takový model může, ale nemusí obsahovat tlumení.

- 2) Zapsání pohybových rovnic obsahujících třecí síly v místech, kde dochází ke tření a vyjádření všech kinematických vazeb.
- 3) Vyhledání hodnot parametrů, které způsobují nestabilitu modelu indikující samobuzené oscilační chování.
- 4) Pokus o nalezení vzájemného vztahu mezi změnou hodnoty jednotlivých parametrů a stabilitou systému a tím tak navrhnout praktické řešení úpravou konstrukce brzdy.

Ačkoliv první tři fáze výzkumu byly už v minulosti poměrně úspěšně vyřešeny, nejdůležitější, tedy poslední fáze zůstává stále ne zcela dostatečně objasněna, především kvůli značně zjednodušeným použitým modelům vzhledem k dynamice skutečné brzdy.

Dřívější výzkumy v oblasti brzdového hluku (H.R. Mills už v roce 1938) předpokládaly, že zdrojem dynamických nestabilit je závislost třecího součinitele μ na rychlosti a tzv. *stick-slip* efekt (trhavý pohyb, jehož principem je uplatnění rozdílných hodnot koeficientů tření v klidu, při uvedení tělesa do pohybu a při pohybu – česky znamená doslova „přilepení a sklouznutí“ a je na něm založeno např. hraní na smyčcové nástroje). Ačkoliv mohou být zdrojem některých hluků (např. *groan*), příčinu většiny brzdových hluků (zejména *squeallu*) nevysvětlují.



Obr. 1.3: Model ukazující nestabilitu závislostí součinitele μ na rychlosti (upraveno podle [10])

Pokud idealizaci, kdy budeme předpokládat, že součinitel tření μ lineárně klesá s kluznou rychlostí aplikujeme na jednoduchý model s jedním stupněm volnosti (znázorněný na obr. 1.3), získáme pohybovou rovnici brzdové destičky ve tvaru

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \mu_D P, \quad (1.1)$$

kde M je hmotnost vozidla (kg), x je dráha (m), c je součinitel tlumení (Ns/m), k je tuhost (N/m), μ_D je dynamický součinitel smykového tření (-) a P je tíha vozidla (N).

Po dosazení vztahu pro dynamický součinitel tření

$$\mu_D = \mu_s - \alpha(V - \dot{x}), \quad (1.2)$$

kde μ_s je klidový součinitel tření (-), α je úhel pootočení (rad) a V je rychlost pohybu vozidla (m/s)

a následné úpravě získáme výsledný tvar pohybové rovnice

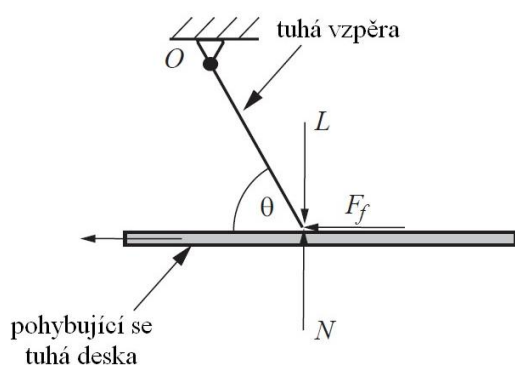
$$M\ddot{x} + (c - \alpha P)\dot{x} + kx = (\mu_s - \alpha V)P. \quad (1.3)$$

Jestliže $\alpha P > c$, bude hodnota vyjadřující tlumení ($c - \alpha P$) záporná, tedy způsobující nestabilitu a v takovém případě amplituda vibrací značně vzroste. Možností, jak tomu zabránit je zvětšení tlumícího součinitele c nebo naopak snížení α .

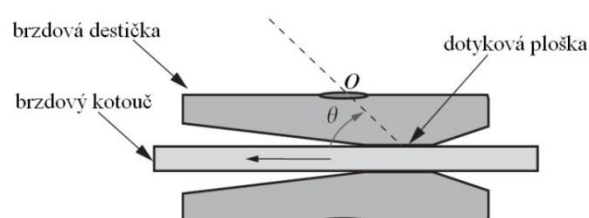
Ačkoliv je tento mechanismus stále respektován jako vysvětlení některých vibrací nebo hluků s nízkou frekvencí (např. *groan*), poměrně brzy bylo odhaleno, že většina nepříjemných hluků spojených s brzdami se může objevit i když součinitel tření zůstává vzhledem k rychlosti poměrně konstantní, a proto je platnost tohoto modelu značně omezená.

Bylo tedy třeba nalézt lepší model popisující vznik nestabilit, zvláště pak při vzniku *squeal*. Jak uvádějí Day [4] i Crolla a Lang [10], tak prvním, komu se to podařilo, byl R.T. Spurr, který v roce 1961 představil v článku „*A Theory of Brake Squeal*“ svůj teoretický model, označovaný jako *sprag-slip*, popisující vznik nestabilit za podmínky konstantního součinitele tření μ .

Jednoduchý *sprag-slip* model je znázorněn na obr. 1.4, kde je tuhá nehmotná vzpěra přichycena k pevnému rámu pomocí čepu O a zatížena vnější silou L na svém volném konci, který se dotýká pohyblivé se tuhé desky. V tomto bodě dotyku mezi tuhou vzpěrou a tuhou deskou vzniká třecí síla F_f . Vzpěra je vzhledem k pohyblivé se desce orientovaná pod úhlem θ tak, že třecí moment, kterým působí podložka na vzpěru způsobuje zvýšení normálové síly (a tím i síly třecí). V tuhých systémech bez pružných členů mohou být kontaktní síly teoreticky až nekonečně velké.



Obr. 1.4: Jednoduchý *sprag-slip* model (upraveno podle [2])



Obr. 1.5: *Sprag-slip* u kotoučové brzdy (upraveno podle [2])

Spurrem matematicky vyjádřená normálová síla je

$$N = \frac{L}{(1 - \mu \tan(\theta))}, \quad (1.4)$$

kde N je normálová síla (N), L je vnější zatížení (N), μ je součinitel tření (-) a θ je úhel svírající vzpěra s podložkou ($^\circ$).

Za předpokladu, že $F_f = \mu N$ je potom finální tvar pro hodnotu třecí síly

$$F_f = \frac{\mu L}{(1 - \mu \tan(\theta))}. \quad (1.5)$$

Spurr dále využil výsledné rovnice (1.5) k tomu, aby ukázal, že když bude velikost úhlu mezi vzpěrou a podložkou $\theta = \cot^{-1} \mu$, velikost třecí síly poroste neomezeně až do nekonečna. Tento mezní stav označil termínem *spragging*, což můžeme volně přeložit jako vzpříčení nebo zablokování.

Schematické uspořádání kontaktu dvou brzdových destiček s brzdovým kotoučem, které použil Spurr při zkoumání své *sprag-slip* teorie je na obr. 1.5. Úhel θ je definovaný sklonem spojnice „čepu“, na kterém jsou destičky připevněny, a středu dotykové plošky. Brzdové destičky byly upraveny tak, aby dotyková ploška byla posunuta z náběžné strany. Jak uvádí Day [4], pro součinitel tření $\mu=0,4$ je úhel sklonu θ přibližně 68° .

Kinkaid [2] pak celý problém této nestability indukované geometrií shrnuje následující citací: „Brzdový *squeal* vzniká díky kontaktu, ke kterému dochází v takové pozici na třecím materiálu, že kvůli geometrii brzdové sestavy třecí síla značně vzroste na hodnotu, kterou by tato síla měla v dokonale tuhém systému. Sestava se ale poté díky pružnosti systému vychýlí, snižující třecí sílu (dojde k uvolnění tzv. *spraggingu*), vrátí se do původního stavu a celý děj se poté znovu opakuje.“ Změna třecí síly, přestože je součinitel tření μ konstantní, je tedy v této teorii dosažena změnou síly normálové.

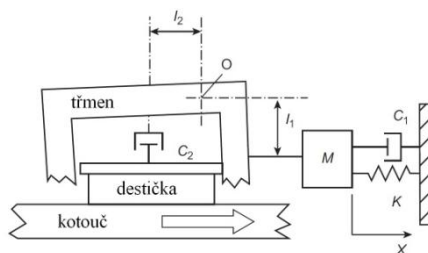
Ačkoliv je tento model představený R.T. Spurrem stále poměrně vzdálen od skutečné brzdy, jeho následovníci (Earles, Felske, Millner, North atd.) tuto teorii dále zlepšovali a rozvíjeli a tím se tak stále více a více přibližovali skutečnosti.

1.7 Odezva systému

Třecí brzda je značně komplikovaná sestava jednotlivých součástí, které jsou vzájemně propojeny různými lineárními i nelineárními vazbami a fyzikálními jevy (např. třením) a odezva brzdy na zdroj vibrací určuje povahu (módy a frekvence) vznikajícího zvuku. V uplynulých desetiletích vzniklo několik různých modelů, které poskytly cenný náhled na to, jak jednotlivé parametry ovlivňují vibrační odezvu brzdy.

1.7.1 Hum

Jak uvádí Crolla [10], pravděpodobně nejjednodušší model, který může být přímo aplikován na skutečnou brzdu s konstantním μ představili Lang a Smales pro nízkofrekvenční hluk, označovaný jako *hum* (200-400 Hz). Tento zvuk se často objevuje v tzv. *off-brake* režimu, kdy se rotujícího disku lehce dotýká pouze jedna destička. V tomto modelu znázorněném na obr. 1.6 brzdový třmen, představující tuhé těleso, kmitá na svém uložení s tuhostí K a tlumením c_1 kolem uzlového bodu O . Pístek je v tomto případě nahrazen tlumením c_2 , jehož hodnota závisí převážně na použitém těsnícím kroužku.

Obr. 1.6: Model kotoučové brzdy vysvětlující *hum* (upraveno podle [4])

Počáteční rychlost destičky \dot{x} ve směru rotace kotouče vytváří relativní rychlost v tlumiči c_2 o velikosti $(l_2/l_1)\dot{x}$ a tedy normálovou sílu na třecí ploše $c_2(l_2/l_1)\dot{x}$. Výsledná třecí síla $\mu c_2(l_2/l_1)\dot{x}$ je tlumící síla působící ve stejném směru jako \dot{x} a jako negativní tlumení vede k nestabilitě.

Pohybová rovnice tohoto modelu je

$$M\ddot{x} + \left[c_1 + c_2 \left(\frac{l_2}{l_1} \right) \left(\frac{l_2}{l_1} - \mu \right) \right] \dot{x} + kx = 0 \quad (1.6)$$

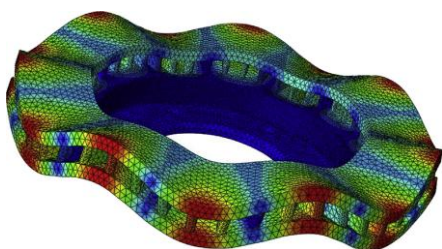
a nestabilní kmitání se objeví v případě, že

$$\mu > \frac{l_2}{l_1} - \frac{c_1 l_1}{c_2 l_2} \quad (1.7)$$

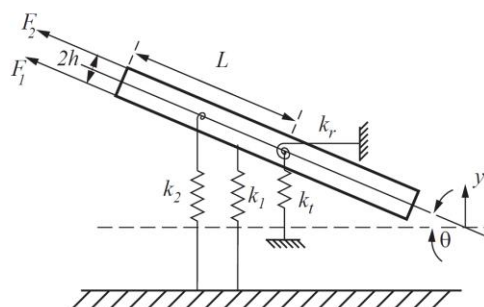
Stabilita tohoto modelu tak může být zvětšena snížením součinitele tření nebo zvýšením tlumení uložení brzdového třmenu. Z rovnice nestability plyne, že pokud bude O na náběžné straně brzdy, l_2/l_1 bude tedy záporné a nestabilita se neobjeví.

1.7.2 Squeal

V roce 1972 představil North model části brzdového systému s osmi stupni volnosti. Tento model byl tvořen čtyřmi tuhými tělesy (2 destičky, kotouč a třmen) a každé těleso se zde mohlo natáčet a příčně pohybovat. Jak uvádí Duffour [11], originální myšlenka se kterou u tohoto modelu přišel North spočívala v tom, že typ nestabilit pozorovaný u brzd může být podobný jevu, který se v aerostaticce označuje jako *flutter* (známý též jako třepetání křídel u letadel [12]), ke kterému dochází při spojení posuvu a rotace, jestliže mají dva stupně volnosti určitý fázový posuv (např. 90° pro křídlo). Tento jev v souvislosti s brzdami označil North jako *binární flutter*, v některé literatuře bývá označován také jako *reverzibilní Hopfova bifurkace* [2].



Obr. 1.7: Typický tvar ohybového módu brzdového kotouče [4]



Obr. 1.8: Northův model se dvěma stupni volnosti [2]

Typický ohybový mód kmitání brzdového kotouče je znázorněn na obr. 1.7. V případě, že brzdová destička je kratší než rozestup jednotlivých uzlových průměrů, můžeme uvažovat, že se destička dotýká kotouče přibližně v celé své třecí ploše – v takovém případě se sestava chová jako tuhý nosník se dvěma stupni volnosti. Pro vysvětlení teorie vzniku *squealu* vlivem *flutteru* tak postačuje i model se dvěma stupni volnosti (obr. 1.8), který North představil o 4 roky později. Kotouč je zde simulován pomocí tuhého tělesa s hmotností M , tloušťkou $2h$, momentem setrvačnosti J a stejně jako u Northova předchozího modelu má dva stupně volnosti, tedy posuv y a natočení θ . Disk je sevřen mezi dvěma vrstvami třecího materiálu reprezentujícího brzdové destičky, které mají délku L a celkovou tuhost k_t .

Třecí síly, kterými působí destičky na disk jsou

$$F_1 = \mu(k_1 y + N_0), \quad (1.8)$$

$$F_2 = \mu(-k_1 y + N_0), \quad (1.9)$$

kde μ je součinitel tření (-), k_t je tuhost destiček (N/m), y je výchylka (m) a N_0 je předpětí mezi destičkami a kotoučem (N).

Pohybová rovnice v maticovém tvaru je

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0}, \quad (1.10)$$

kde

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} y \\ \theta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M} = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_t + k_1 & 2\mu N_0 \\ -2\mu h k_1 & k_r + k_1 L^2/3 \end{bmatrix}. \quad (1.11)$$

Tuhost k_t a k_r přísluší disku a tuhost k_2 má velikost $k_1 L^2/3$. V případě, že $y = 0$ a $\theta = 0$, se vlastní čísla λ skládají z čistě imaginárních komplexně sdružených čísel $\lambda_{1,2} = \pm i\omega_1$ a $\lambda_{3,4} = \pm i\omega_2$ ležících na imaginární ose. Jestliže jsou y a θ nenulové, může v případě blízkosti dvou módů kmitání dojít ke splnutí vlastních frekvencí ($\omega_1 \rightarrow \omega_2$) a vlastní čísla budou potom ve tvaru $\lambda_{1,2} = -\sigma \pm \omega_2$ a $\lambda_{3,4} = \sigma \pm \omega_2$ – v takovém případě hovoříme o nestabilitě (tzv. *flutter instability*) [2].

Z pohybové rovnice (1.10) můžeme vyjádřit, že v nestabilní oblasti se budeme pohybovat, když

$$\frac{1}{MJ} \left((k_t + k_1)J - \left(k_r + \frac{k_1 L^2}{3} \right) M \right)^2 \leq 16\mu^2 h k_1 N_0. \quad (1.12)$$

Z této rovnice (1.12) vyplývá poznatek, že zvýšení součinitele tření μ může způsobit nestabilitu, což je zcela v souladu s pozorováním u skutečných brzd, kdy s rostoucím μ roste pravděpodobnost výskytu *squealu*.

Northovu teorii *flutteru* převzalo a dále rozpracovalo spousta dalších autorů (Millner, Murakami atd.) přidáním dalších stupňů volnosti tak, aby model více koreloval se skutečností. V současné době je tak všeobecně uznáváno, že nestabilitou stojící za *squealem* je právě *binární flutter*.

1.7.3 Squeak

Hluk typu *squeak* se objevuje na vyšších frekvencích než *squeal*, typicky nad 5 kHz (*squeak* je často označován také jako *vysokofrekvenční squeal*). Ohybový mód (podobný tomu na obr. 1.7) brzdového kotouče je vyššího řádu s kratší vlnovou délkou, což způsobuje dynamické změny v dotyku a rozložení tlaku mezi kotoučem a destičkou. Vzhledem k tomu, že základní ohybová frekvence destičky se pohybuje v rozmezí 2 až 5 kHz, tak k této dynamické změně může přispívat také ohyb destičky. Experimentální zkoumání tvarů módů jednotlivých částí během *squeaku* ukázaly velmi složitý rozsah dynamických deformací kotouče i destičky, které nemohou být jednoduše popsány parametrickým modelem tak, jak tomu bylo v předchozích případech.

2 TESTOVÁNÍ BRZD Z POHLEDU NVH

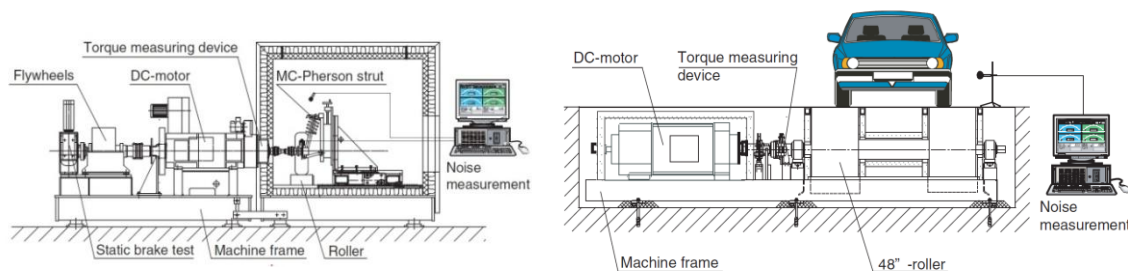
První testy spojené s vyhodnocováním brzdových hluků byly založeny na subjektivním posuzování zkoušek probíhajících v běžném provozu. S postupem času a s rozvojem měřicí techniky se měření dále zdokonalovalo a kromě subjektivního posuzování se začalo také s objektivním vyhodnocováním naměřených fyzikálních dat. K těmto zkouškám dále přibýlo také testování na uzavřených okruzích a na válcové zkušebně. Tyto testy jsou však poměrně nákladné, zdlouhavé a většinou probíhají až v době, kdy v případě zpozorování hluku není příliš prostoru na rozsáhlejší konstrukční úpravy příslušných komponent brzdového systému. Pro usnadnění vývoje brzd tak byla vyvinuta řada testovacích zařízení, umožňujících v laboratorních podmínkách nasimulovat různé provozní režimy skutečného vozidla. S jejich pomocí je možno zkrátit čas potřebný pro návrh brzdového systému a získat přesná data pro vyhodnocení chování dané brzdy z hlediska hluku. Data získaná z laboratorních testů tak mohou být využita pro konstrukční úpravy v takové fázi vývoje brzdy, kdy je k tomu ještě prostor.

2.1 Laboratorní testy

Pro zkoumání hluku v laboratorních podmínkách se používají zařízení nazývaná dynamometry. Jejich úkolem je simulovat takové podmínky, kdy při provozu skutečného vozidla mohou vznikat v oblasti brzd různé nepříjemné hluky. Tyto hluky a vibrace jsou pak zaznamenávány pomocí mikrofónů a akcelerometrů (někdy i laserovým Dopplerovým vibrometrem nebo technikami optické holografie [13]) a spolu s údaji o brzděném tlaku, zpomalení, brzděném momentu, teplotami a dalšími zaznamenanými veličinami poskytují rozsáhlý soubor dat vhodných pro další analýzu příčin vzniku těchto hluků.

2.1.1 Používané dynamometry

V současné době se při testování můžeme narazit na dva základní druhy dynamometrů – hřídelové (dynamometr roztáčí kolo pomocí hřídele) a válcové (dynamometr roztáčí válec, který dále roztočí kola automobilu). Oba typy dynamometrů jsou ukázány na obr. 2.1.



Obr. 2.1: Hřídelový (vlevo) a podvozkový (vpravo) dynamometr pro měření hluku [14]

Hřídelové dynamometry jsou konstruovány jako setrvačnickové stroje, umožňující reprezentovat setrvačné hmoty vozidla. Toho je dosaženo pomocí závaží nebo u moderních dynamometrů

simulováním setrvačnosti vozidla pomocí elektrického pohonu, jehož výkon se běžně pohybuje mezi 75 a 300 kW. Kromě správně zvolených setrvačných hmot reprezentující skutečné vozidlo je třeba dodržet i další parametry, jako je náběh tlaku brzdové kapaliny, protože v některých případech může být výskyt hluků, např. *squealu* závislý na rychlosti brzdění nebo naopak uvolnění brzdy [13]. Samozřejmostí je také použití stejných komponent brzdové sestavy jako u zkoumaného vozidla, mezi odborníky se však rozcházejí názory na to, zda je k testu potřeba i dalších částí podvozku automobilu, jako zavěšení kol s tlumiči a odvalující se kolo s pneumatikou. U nízkofrekvenčních zvuků panuje většinová shoda, že ano, u hluků vyšších frekvencí takového jednoznačné stanovisko není [13]. Dále je nezbytné zajistit ideální testovací podmínky z pohledu teploty a vlhkosti tak, aby co nejvíce odpovídaly skutečnému provozu, což u moderních dynamometrů vybavených izolovanou klimakomorou také není problém. Jako příklad nutnosti testování ve specifických klimatických podmínkách se často uvádí odhalování tzv. *morning sickness* (v překladu doslova *ranní nemoc*), kdy převážně v podzimních měsících může přes noc dojít k nárůstu vlhkosti vzduchu až na 90 % a v kombinaci s nízkou teplotou může řidič při ranní jízdě za takovýchto podmínek zaznamenat nepříjemné pískání brzd.

Základní myšlenka válcových dynamometrů vychází z hřídelových dynamometrů, jako zkušební vzorek pro test zde však místo brzdy (případně části podvozku) slouží celé vozidlo. Dynamometr bývá umístěn v komoře s dobrou teplotní a akustickou izolací a obdobně jako v předchozím případě je zde možnost nastavit parametry teploty a vlhkosti. Hlavní částí válcového dynamometru tvoří válec, který má běžně průměr 42" (asi 122 cm) a pohon o výkonu cca 300 kW, umožňující přesné řízení rychlosti, momentu a setrvačnosti. Zkouška probíhá při vypnutém motoru vozidla a brzda je ovládána buďto robotem nebo přímo pomocí hydraulického servopohonu. Při těchto zkouškách je využíváno speciálních procedur, které jak uvádí Weiss [14] dokážou během tří denního testovacího cyklu běžícího přes víkend nasbírat užitečnější data než během běžného týdenního testu v silničním provozu.

2.1.2 Testovací procedury

V současné době používá při testech na dynamometru většina výrobců automobilů či brzdových komponent vlastní upravenou testovací proceduru. Ačkoliv se dynamometry používají již dlouhá desetiletí, byl první standardizovaný test zaměřený primárně na brzdové hluky představen sdružením Society of Automotive Engineers až v roce 2001 pod označením SAE J2521 [15]. Tento test se skládá z několika částí – nejprve záběh brzdy a ustavení předepsaných podmínek, dále samotná vyhodnocovací fáze, která se třikrát opakuje a nakonec volitelná sekvence pro vyhodnocení tzv. *vadnutí* při brzdění z vysokých rychlostí. Každá sekvence se skládá z několika brzdných aplikací při přesně stanovených podmínkách, jako např. počáteční a konečná rychlost, brzdící tlak nebo požadovaná teplota brzdového kotouče – při celém testu je

pak takovýchto brzdných aplikací celkem 2377. Kromě detailního průběhu testu zmíněná norma dále popisuje také požadavky na dynamometr, parametry záznamu signálu nebo přesnou pozici mikrofonu vůči brzdě, ale také podobu výsledného protokolu po vyhodnocení získaných dat.

Tato norma se stále vyvíjí a v současnosti je platná již její čtvrtá revize z roku 2013. Přestože už v současné době není obvyklé, že by se při zkoušce na dynamometru neobjevily stejné zvuky jako později při jízdě zkoušce, je třeba tuto proceduru i nadále zdokonalovat. Jak uvádí Glišovičová [13], jejím hlavním nedostatkem je nedostatečné specifikování klimatických podmínek, jako jsou teplota a vlhkost, což může mít za následek neodhalení některých jevů, např. *morning sickness*, zmiňovaného v úvodu této kapitoly. Přestože se předpokládá, že v budoucnu budou testy na dynamometrech dokonalejším nástrojem než jízdě testy a budou poskytovat přesnější predikci vzniku brzdových hluků, i nadále budou dynamometry sloužit hlavně jako část vývojové fáze a pro finální ověření budou mít jízdě testy stále svou nezastupitelnou roli.

2.2 Jízdě testy

Ačkoliv jsou během jízdy zaznamenávány veškeré objevující se hluky, většina testů pro uvolnění nového brzdového systému do sériové produkce je založena na subjektivním hodnocení hluků během zkušební jízdy. Postupem času se vyvinuly různé procedury na testování brzd v běžném provozu s ohledem na vznikající hluk – v současnosti jsou nejuznávanějšími Los Angeles City Traffic (LACT) prováděný v okolí i centru jmenovaného kalifornského města, v Evropě pak test na Mojacar Noise Route, probíhající v okolí města Mojácar nacházejícího se v jižním Španělsku, kde jsou proměnlivé povětrnostní podmínky vhodné ke generování zvuků a vibrací za různých provozních režimů. Pro testování brzd ve specifických podmínkách však existují i další často vyhledávané lokality, např. silnice vedoucí k nejvyšší rakouské hoře Grossglockner, mající na svých 16 kilometrech průměrný sklon 12 %.

Pro představu, jak vypadá klasický jízdě LACT test: během 20 dní testovaný vůz najezdí přibližně 5 000 mil (cca 8 000 km) – to znamená asi 250 mil (400 km) každý den a v průměru připadá na každou ujetou míli 4 až 5 brzdných aplikací, což je o něco málo více než je běžné v normálním městském provozu [13].

Kromě testů, které probíhají v běžném provozu, využívají výrobci brzdových systémů také testování na uzavřených závodních okruzích. Zde se již na řidiče nevztahují pravidla silničního provozu a je tak možné provádět testy navozující režimy, které na veřejných komunikacích z legislativních důvodů nelze provádět.

Jak uvádějí Mauer a Haverkamp [16], pro subjektivní hodnocení hluku je potřeba specifických vnějších podmínek, jako třeba reflexivní stěny pro odrazení hluku k řidičovým uším. Subjektivní hodnocení je silně závislé na zkušenostech řidičů, kteří musí dobře vědět, jak správně provádět různé jízdní operace a jak správně přiřadit jednotlivé hluky na hodnotící stupnici. Subjektivní hodnocení přesto může vykazovat poměrně velkou variabilitu, převážně pak u dlouhých jízd s menším výskytem hluků, další nevýhodou může být např. nemožnost lokalizace zdroje hluku v případě tzv. čistých (sinusových) tónů [16]. Z výše zmíněných důvodů plyne, že je vhodné při testovacích jízdách kromě subjektivního hodnocení řidiče zkoušeného vozidla používat také sofistikované měřicí zařízení s následným statistickým zpracováním dat.



Obr. 2.2: Vozidlo osazené měřicí technikou [17]

Pro měření a vyhodnocování hluků existují různé přístupy, Mauer a Haverkamp [16] uvádějí tři základní. Jestliže se zaměříme na působení hluku na posádku nebo okolí automobilu, vyhodnocují se psychoakustické parametry zvuku. V případě, že nás zajímají akustické a vibrační vlastnosti jednotlivých komponent, je třeba sbírat a vyhodnotit hodnoty fyzikálních veličin, vhodných pro případnou optimalizaci systému.

2.2.1 Zaměření na řidiče

Měření se provádí prostřednictvím interiérových mikrofónů, přičemž se doporučuje použití dvou mikrofónů umístěných poblíž řidičových uší. Hluk vznikající v oblasti brzd se šíří k řidiči různými cestami, které vykazují složitou frekvenční závislost a často nelineární chování – z toho důvodu je stanovení požadavků na vlastnosti jednotlivých komponent brzdového systému s ohledem na hluk v interiéru značně komplikované. Řidičovo vnímání brzdového hluku je také ovlivněno hluky v pozadí, jako např. hluk hnacího ústrojí a aerodynamický nebo valivý hluk. Poměr mezi hlukem brzd a ostatními hluky v pozadí pak závisí na celkové konstrukci vozidla.

2.2.2 Zaměření na okolí

Nepříjemný hluk může vzbudit pozornost okolí, což může způsobit negativní vnímání dané značky výrobce automobilů – měření vnějšího hluku je tak důležité hlavně z pohledu marketingu. Měření vyžaduje exteriérové mikrofony umístěné v každém rohu vozidla, které jsou dostatečně odolné pro zvládnutí dlouhodobého použití v různorodých jízdních podmínkách. Výpočet parametrů zvukového pole je poměrně složitý, protože neznáme směr vyzařování ze zdroje.

2.2.3 Zaměření na jednotlivé komponenty

Měření se provádí pomocí akcelerometrů nebo pomocí mikrofonu umístěného blízko zkoumané součástky, výsledky jsou tak daleko méně ovlivněny okolními ruchy. Získaná data jsou spíše než k vyhodnocení vlivu na řidiče a jeho okolí vhodná k pochopení vzniku nepříjemných hluků a k návrhu opatření pro jejich redukci.

Fungování brzd je komplexní činnost, na kterou má kromě konstrukčního návrhu brzdy a použitých materiálů vliv řada dalších faktorů, jako opotřebení nebo klimatické podmínky při provozu. Když k těmto vlivům připočítáme i případné zásahy asistenčních systémů, brzdění motorem nebo aerodynamiku, je jasné, že žádné laboratorní testy nemohou přesně nasimulovat provozní podmínky a jízdní testy tak stále tvoří nezastupitelnou součást při finálním zkoušení vozidla před jeho uvedením na trh.

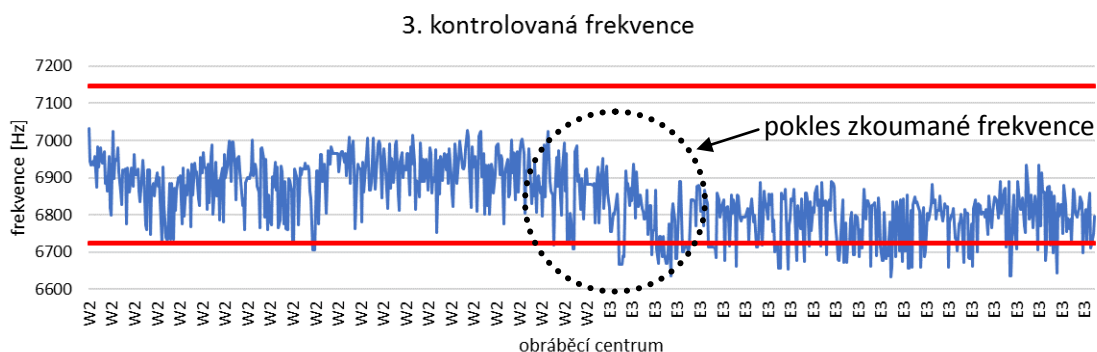
3 ANALÝZA FREKVENČNÍCH VLASTNOSTÍ BRZDOVÉHO DRŽÁKU

Jak již bylo uvedeno v úvodní kapitole této práce, je v současnosti pro výrobce automobilů stále více a více důležité, aby brzdy montované do jejich vozidel nevydávaly při provozu žádné nežádoucí zvuky, které by jim mohly následně způsobit finanční ztráty spojené s případnou reklamací nebo poškodit jejich dobrou pověst u zákazníka. Z tohoto důvodu se začíná v poslední době přistupovat při výrobě jednotlivých komponent brzdové sestavy k tomu, že jsou kromě dnes již standardních kontrol rozměrů, nezbytných pro správnou smontovatelnost a funkčnost brzdy, zaváděny také kontroly frekvenčních vlastností, zaměřené na bezproblémový provoz z hlediska akustického komfortu posádky vozidla i jeho okolí.

3.1 Představení problému

Po obrábění odlitků některých typů držáků kotoučové brzdy ve společnosti ZF jsou u vybraných kusů ještě před jejich dalším zpracováním (povrchová úprava) měřeny rozměrové odchylky obrobených ploch a frekvenční vlastnosti celého držáku (podrobněji viz kap. 3.3).

Výroba zkoumaného typu držáku probíhala zpočátku pouze na jednom obráběcím stroji, a sice bez větších problémů s výslednou kvalitou. Po určité době ale došlo k přesunutí obrábění těchto držáků na jiný obráběcí stroj, který se z určitých důvodů (rychlost obrábění, přesnost atd.) jevil pro tuto operaci výhodnější. Přestože obrobené držáky po změně obráběcího centra nejevily při výstupní rozměrové kontrole výraznější odchylky od předchozího stavu a vešly se do stanovených rozměrových tolerancí, při kontrole jejich frekvenčních vlastností začalo být stále více a více držáků označováno jako nevyhovující a musely být tedy z dalšího zpracování vyřazeny. Tato změna frekvenčních vlastností je dobře patrná z obr. 3.1, kde je znázorněn graf ukazující vývoj naměřených hodnot jedné z kontrolovaných frekvencí v čase.

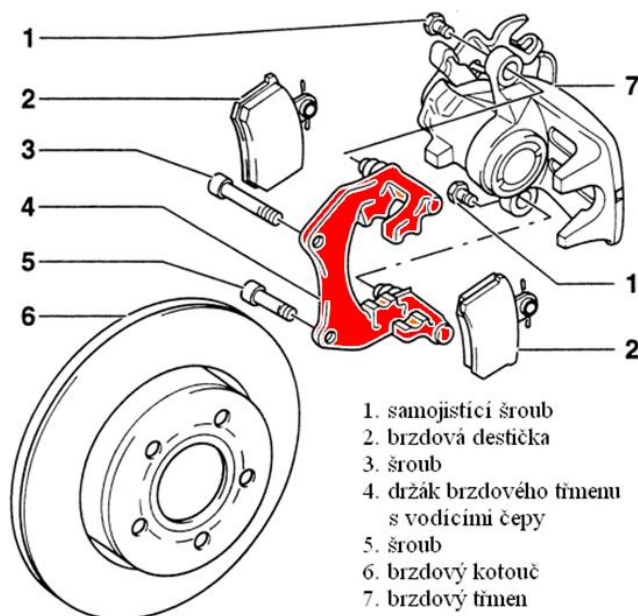


Obr. 3.1: Pokles měřené frekvence brzdového držáku po změně obráběcího stroje.

Cílem této praktické části diplomové práce by tak mělo být odhalení příčin vzniku této změny frekvenčních vlastností zkoumaného držáku kotoučové brzdy, případně navrhnout vhodné řešení pro odstranění tohoto problému a zamezení jeho vzniku v budoucnu.

3.2 Zkoumaný díl

Držák třmenu kotoučové brzdy tvoří jednu ze základních částí každé kotoučové brzdy s volným (plovoucím) třmenem, což je vidět na obrázku 3.2. Držák (4 – červený) tvoří propojení mezi brzdovým třmenem a vozidlem tak, že na jedné straně je držák pomocí šroubů (3;5) pevně připevněn k neotáčející se části nápravy nebo zavěšení kola vozidla a na druhé straně je brzdový třmen (7) přišroubován k vodícím čepům, kluzně uloženým v obrobených otvorech držáku. Tyto čepy se mohou axiálně pohybovat, čímž umožňují pohyb brzdového třmenu po vysunutí hydraulického pístku. Další důležitou funkcí držáku třmenu kotoučové brzdy je uložení brzdových destiček (2) v drážkách, které vedou jejich pohyb v axiálním směru [18].



Obr. 3.2: Schematické znázornění hlavních částí kotoučové brzdy (upraveno podle [19])

V rámci tohoto řešeného projektu jsou zákazníkovi (výrobci automobilů) dodávány 3 různé druhy držáků pro kotoučovou brzdou zadní nápravy vybavenou elektronickou parkovací brzdou. Tato automobilka je pak dále používá na svém voze vyšší střední třídy (dle klasifikace Euro NCAP oficiálně označované jako *Executive cars* neboli *E-segment*) podle použité motorizace, případně stupni zákazníkem zvolené výbavy.

Držáky se vyrábějí ve třech různých konstrukčních provedeních v závislosti na velikosti použité brzdy, a sice pro brzdový kotouč o rozměrech 300×22 mm (pro 16" kola), 320×24 mm (pro 17" kola) a 340×26 mm (pro 18" kola). První dvě provedení držáků se ještě dále liší svým rozdílným designem pro pravou a levou stranu (jsou zrcadlově převrácené), držák pro největší brzdou je pak pro obě strany symetrický.

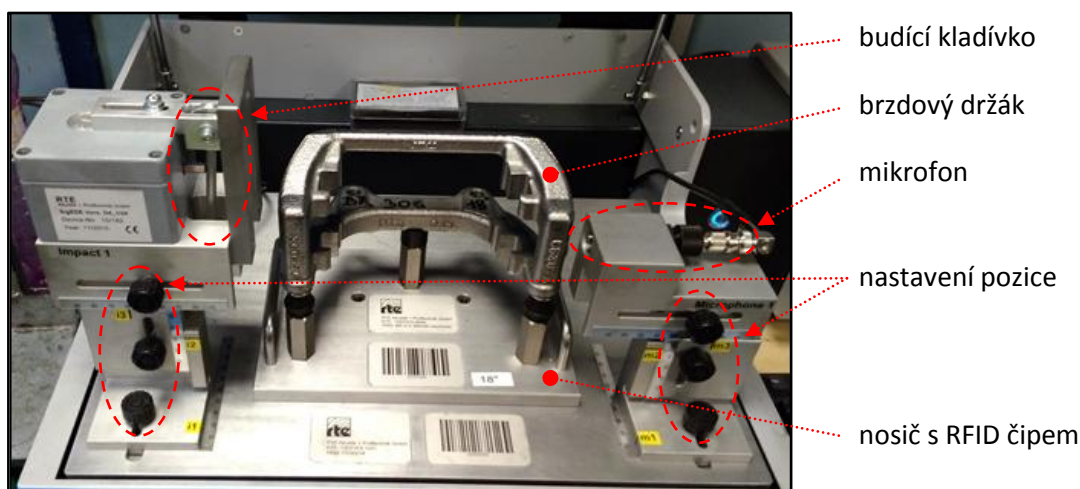
Protože se problémy s kontrolovanými frekvencemi objevily ve větší míře pouze u prvního zmíněného provedení držáku pro kotouč o rozměrech 300×22 mm (tedy pro ráfek o minimální velikosti 16"), bude další pozornost soustředěna pouze na tento držák, ukázaný na obr. 3.3.



Obr. 3.3: Zkoumaný brzdový držák pro kotouč 300×22 mm

3.3 Měření frekvenčních vlastností při výrobě

Pro měření frekvenčních vlastností držáku ve výrobě se používá poloautomatické zkušební zařízení *Sonic/TC Eigenfrequency* od firmy RTE, jehož detail je na obr. 3.4. Analýza akustické rezonance je nedestruktivní zkušební postup, který umožňuje rychlé a levné testování, využívající fyzikálního jevu, kdy těleso po vhodném vybuzení (v tomto případě pomocí kladívka „vystřeleného“ z budící jednotky) kmitá v určitých charakteristických vlnách a frekvencích [20]. Chování rezonance se určuje pomocí vestavěného měřicího zvukového zařízení – vibrační signály jsou přijímány mikrofonom s citlivostí 5,4 mV/Pa a poté předávány do vyhodnocovacího systému prostřednictvím vhodné úpravy signálu.



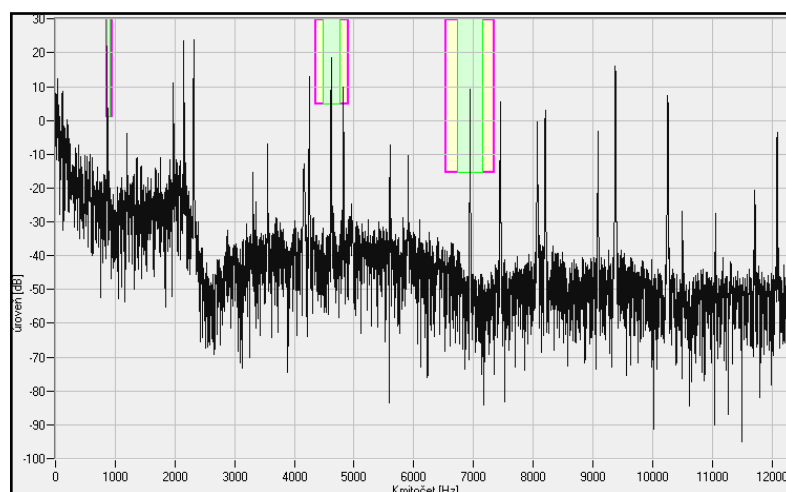
Obr. 3.4: Detail testovacího zařízení

Jak již bylo uvedeno, měření probíhá v poloautomatickém režimu. Pro každý kontrolovaný typ brzdového držáku se používá specifický nosič, na jehož spodní části je RFID čip, z něhož si zařízení automaticky načte potřebná data a nastavení. Obsluha pak musí po vložení obrobeného dílu na nosič pouze do příslušné kolonky vyhodnocovacího softwaru opsat licí kód

konkrétního dílu nezbytný pro pozdější identifikaci, stisknutím tlačítka spustit měření a ihned je informována o tom, zda kontrolovaný obrobek vyhovuje či nikoliv.

Měření frekvencí držáků brzdového třmenu není zatím na rozdíl od rozměrové kontroly zcela běžnou záležitostí a v současné době se tak používá spíše u dražších vozidel. Protože by měření veškerých obrobených dílů bylo technicky nemožné, měří se pouze několik vybraných kusů. Tyto díly jsou záměrně vybírány tak, aby byly během každé směny pokud možno prozkoušeny obrobky ze všech upínacích pozic obráběcího stroje a zároveň odlitky ze všech kavit licí formy.

Kontrolované frekvence jsou pro každý typ držáku různé a jsou stanovovány NVH oddělením na základě měření vyskytujících se hluků celé brzdy před jejím uvolněním do sériové výroby. V závislosti na zpozorovaném hluku se vyberou některé zjištěné významné frekvence brzdového držáku a poté se okolo nich stanoví pásmo o velikosti $\pm 3\%$ této hodnoty, kde se musí nalézat tyto frekvence u všech obrobených dílů. Pro zkoumaný držák brzdy pro 16" disk byly stanoveny celkem 3 takováto pásma – 861 až 915 Hz, 4484 až 4766 Hz a 6720 až 7142 Hz. Problémy s posunem frekvence mimo danou toleranci se objevovaly u posledního jmenovaného rozsahu a sice tak, že se naměřený výsledek často pohyboval pod dolním stanoveným limitem.

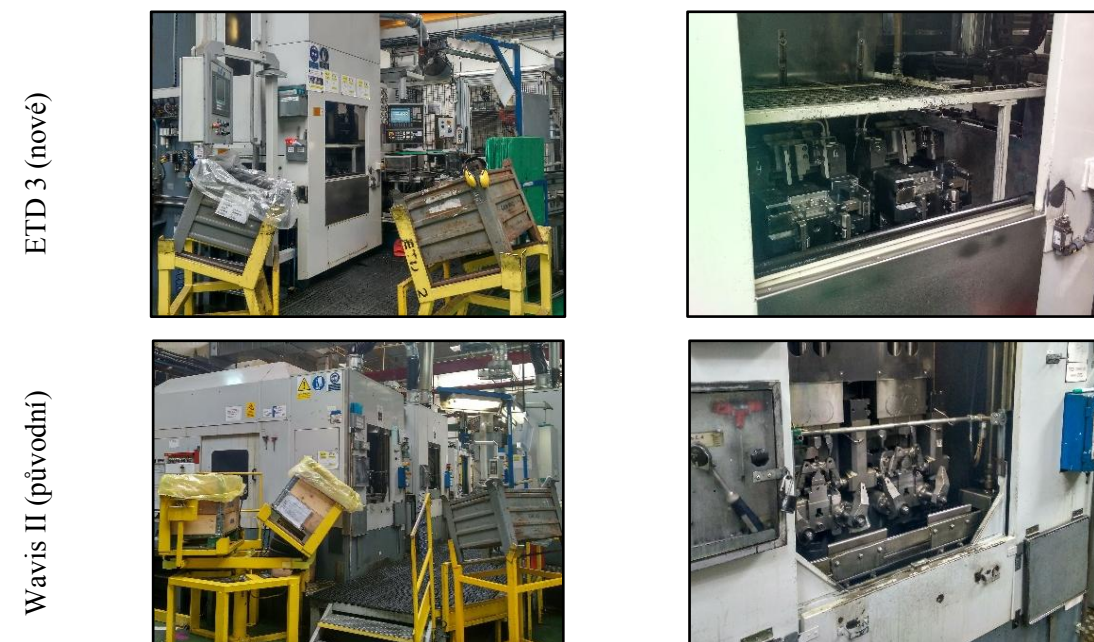


Obr. 3.5: Frekvenční spektrum s vyznačenými oblastmi, kde jsou hledány vlastní frekvence

Veškeré zpracování naměřených výsledků probíhá prostřednictvím vyhodnocovacího softwaru zcela automaticky – výstupem tak není celé naměřené frekvenční spektrum, ale pouze jednotlivé hodnoty frekvencí z kontrolovaných pásem (viz obr. 3.5). Naměřené výsledky zůstávají uloženy v interní paměti přístroje a mohou být v případě potřeby kdykoliv exportovány k dalšímu zpracování. Exportovaná data obsahují veškeré potřebné údaje, k nejdůležitějším patří datum a čas měření, celkový výsledek měření a dílčí výsledky pro jednotlivé zkoumané frekvence (*good / not good*), licí kód odlitku, použité obráběcí centrum, číslo upínače, vygenerované unikátní číslo měření (v případě negativního výsledku se jím pro jednoznačnou identifikaci označí příslušný díl) a hlavně hodnoty změřených frekvencí spolu s jejich stanovenými limity.

3.4 Porovnání obrábění

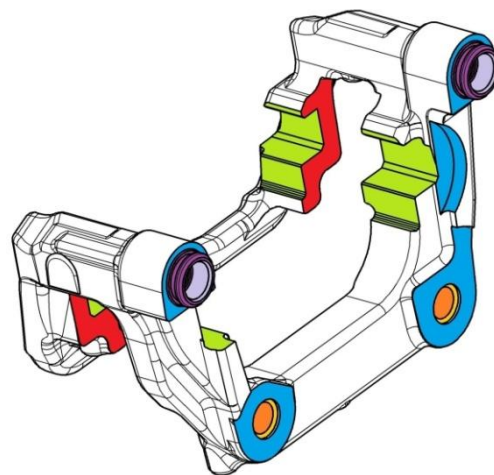
Jak již bylo uvedeno v úvodu této kapitoly, ke změně frekvenčních vlastností držáků došlo po přechodu výroby z jednoho obráběcího centra na jiné. Jaké jsou tedy jejich hlavní rozdíly?



Obr. 3.6: Rozdíly mezi obráběcími centry

Hlavním rozdílem mezi původně používaným obráběcím centrem Wavis II (W2) a pozdějším ETD 3 (E3) je v technologii obrábění dodávaných odlitků a počtu provedených operací. Postup obrábění, který je pro lepší názornost také graficky zpracován na obr. 3.7 je následující:

- | | |
|--------------------|--|
| Wavis II (původní) | <ol style="list-style-type: none"> 1) obrobí se připevňovací otvory držáku (●) <ul style="list-style-type: none"> - odlitek je založen na tzv. <i>tie-bar</i> 2) obrobí se drážka pro kotouč (●) <ul style="list-style-type: none"> - odlitek založen na připevňovací otvory 3) obrobí se drážky pro destičky (●) <ul style="list-style-type: none"> - odlitek založen na drážku pro kotouč 4) obrobí se díry pro čep (●) <ul style="list-style-type: none"> - odlitek založen na drážku pro destičky 5) vytvoření závitů (●) <ul style="list-style-type: none"> - odlitek založen na drážku pro destičky <p>→ celkem 5 operací</p> |
| ETD 3 (nový) | <ol style="list-style-type: none"> 1) obrobí se drážka pro destičky (●) <ul style="list-style-type: none"> - odlitek je založen pomocí svých upínacích bodů 2) obrobí se drážka pro kotouč (●) <ul style="list-style-type: none"> - odlitek je založen na drážku pro destičky 3) obrobí se zbytek držáku <ul style="list-style-type: none"> - odlitek je založen na drážku pro destičky <p>→ celkem 3 operace</p> |



Obr. 3.7: Grafické znázornění postupu obrábění

Kromě způsobu obrábění se tak oba stroje liší i rozdílným upínáním odlitků. Následná manipulace a operace s již hotovými obrobky jsou u obou strojů totožné, ať už se jedná o jejich balení nebo následnou protikorozi povrchovou úpravu. Také teploty dosahované při obrábění držáků jsou u obou používaných strojů na obdobné úrovni.

3.5 Hledání společných znaků nevyhovujících dílů

Aby bylo možno nalézt příčinu změny frekvenčních vlastností brzdového držáku, bylo třeba nejprve odhalit, co mají nevyhovující díly navzájem společného. Protože exportované výsledky z měřicího zařízení obsahují kromě hodnot změřených frekvencí i bližší údaje o kontrolovaném dílu, bylo možné tato data analyzovat a nalézt společné znaky nOK dílů. Pro tyto účely byl zvolen specializovaný software pro statistické zpracování dat Minitab, konkrétně ve verzi 16.

Vzhledem k struktuře dostupných výchozích dat se jedná o vícerozměrnou úlohu. Zdrojová matice, tj. matice výchozích dat obsahuje *proměnné* v *m* sloupcích a *objekty* v *n* řádcích. Jak uvádí Meloun [21], řádek zdrojové matice, označovaný jako objekt, který také můžeme vyjádřit jako *i*-tý vektor $\mathbf{x}_i^T = (x_{i,1}, \dots, x_{i,m})$, můžeme chápat jako jeden bod v *m*-rozměrném prostoru. Tento objekt je charakterizován svými proměnnými, které mohou být buďto metrické – kvantitativní (tj. číselné hodnoty, např. naměřené velikosti frekvencí) nebo nemetrické – kvalitativní (v našem případě např. strana dílu nebo obráběcí centrum).

Jako vhodný nástroj pro statickou analýzu naměřených vícerozměrných dat byla původně zvolena faktorová analýza, která se snaží vysvětlit kovarianci mezi proměnnými [21]. Před výpočtem je vhodné zkontrolovat, zda jsou původní proměnné korelovány. V případě, že by korelace všech proměnných byla malá a statisticky nevýznamná, v datech by se skrytá struktura nevyskytovala a nemělo by tedy smysl faktorovou analýzu k jejímu hledání použít. Sílu korelace proměnných je možné ověřit pomocí korelační matice.

	DÍL	UPÍNAČ	1. FRKV	2. FRKV	3. FRKV	VÝSLEDEK
UPÍNAČ	-0,015 0,746					
1. FRKV	-0,373 0,000	0,101 0,025				
2. FRKV	-0,407 0,000	0,026 0,566	0,579 0,000			
3. FRKV	-0,288 0,000	0,030 0,506	0,575 0,000	0,948 0,000		
VÝSLEDEK	-0,407 0,000	0,034 0,454	0,610 0,000	0,692 0,000	0,763 0,000	
KAVITA	-0,131 0,003	0,003 0,953	0,651 0,000	0,632 0,000	0,705 0,000	0,595 0,000

Cell Contents: Pearson correlation
P-Value

Korelační matice vytvořená pomocí SW Minitab 16

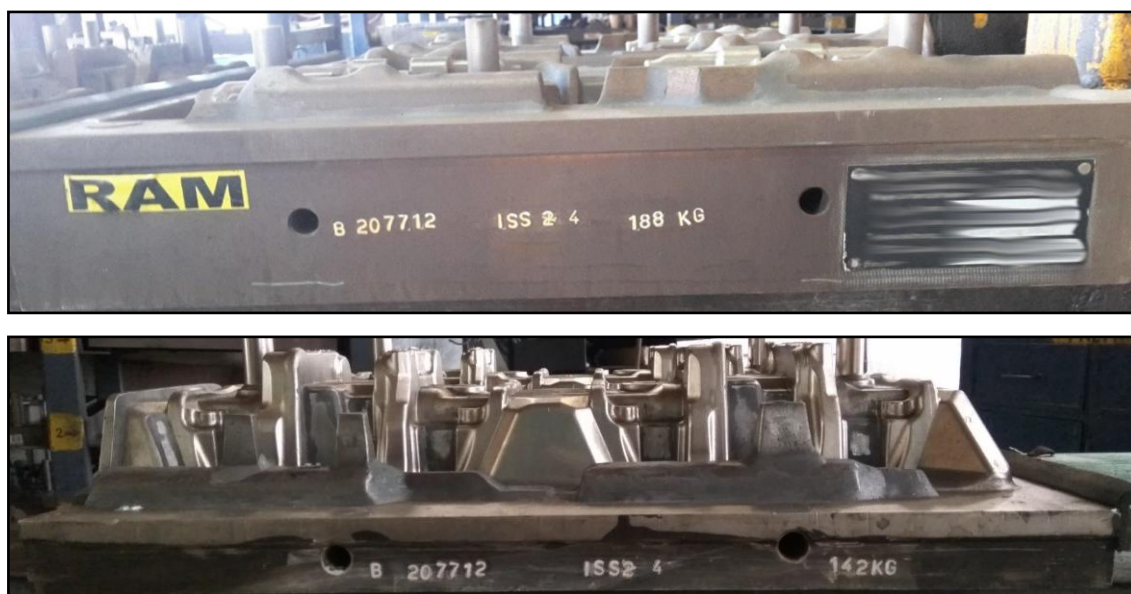
Korelační matice vytvořená ze souboru 498 měření obsahuje vždy dvě hodnoty: Pearsonův korelační koeficient a p-hodnotu. Pearsonův koeficient nabývá hodnot od -1 do 1 a čím vyšší je tato absolutní hodnota, tím silnější je vztah mezi proměnnými. P-hodnota slouží pro rozhodnutí o platnosti nebo neplatnosti nulové hypotézy (v našem případě je nulová hypotéza H_0 taková, že korelace mezi dvěma proměnnými je nulová). Pokud bude p-hodnota menší než hladina významnosti α (běžně 0,05), tuto hypotézu můžeme zamítnout.

Na základě výše popsaného můžeme konstatovat několik skutečností. Je poměrně překvapivé, jak nízký je vzájemný vztah mezi výsledkem měření a použitým upínačem obráběcího stroje, a tedy z tohoto pohledu zanedbatelný vliv stroje na celkový výsledek s ohledem na frekvenční vlastnosti držáku. Podle předpokladů se naopak objevila závislost mezi jednotlivými měřenými frekvencemi (tedy v případě, když bude jedna frekvence nižší, budou nižší i ostatní), což je zřejmé obzvláště u 2. a 3. kontrolované frekvence. Zajímavý je však výsledek (v korelační matici označen červeně), ukazující na vztah mezi 3. kontrolovanou frekvencí, nejčastěji stojící za nevyhovujícím výsledkem (což je z korelační matice také patrné) a kavitou licí formy, ze které pochází odlitek budoucího držáku kotoučové brzdy.

Za této situace se tak již další provádění faktorové analýzy jeví jako zbytečné a další pozornost bude směřována směrem k původu jednotlivých odlitků.

3.6 Odlitky

Jako polotovary pro výrobu držáků se používají odlitky dodávané ze zahraniční slévárny, specializující se na odlitky dílů bezpečnostních prvků (řízení, brzdy) používaných v automobilovém průmyslu.

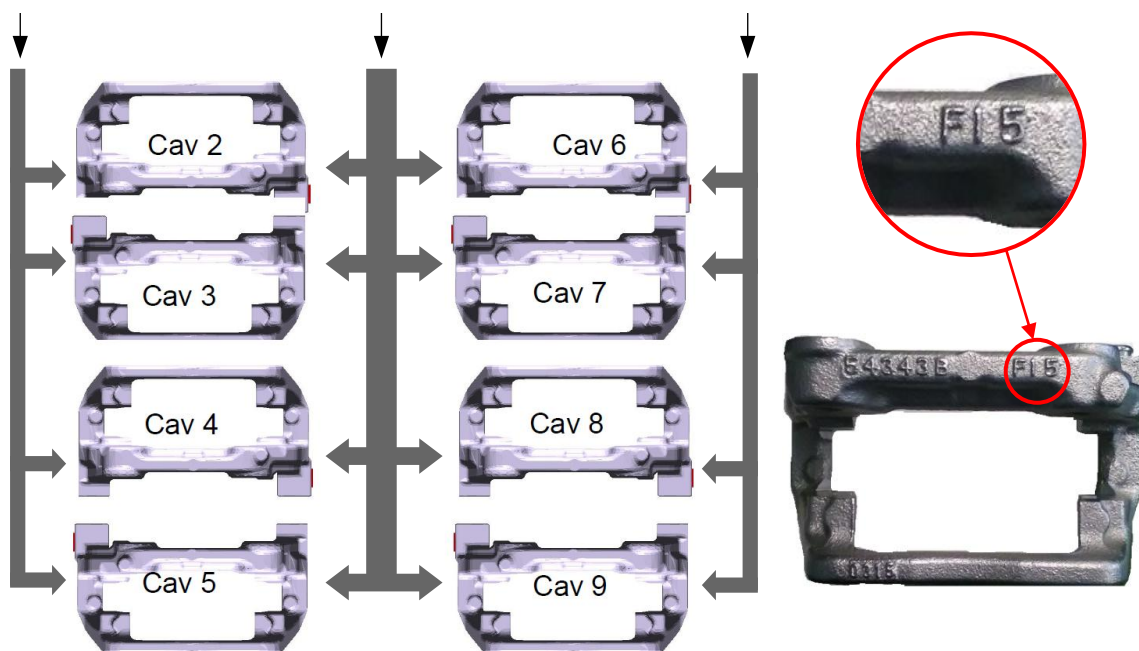


Obr. 3.8: Modelové desky používané pro výrobu pískové formy

Odlitky jsou odlévány z litiny s kuličkovým grafitem (tzv. tvárná litina), označované podle normy DIN 1693 jako GGG-55. Pro odlévání byla díky své jednoduchosti a nízké ceně zvolena technologie gravitačního lití do pískové formy. Použitá písková forma se skládá ze dvou částí, tyto části jsou (každá zvlášť) lisovány na formovacím stroji pomocí modelových desek, které jsou pro zkoumaný brzdový držák ukázány na obr. 3.8.

Uvnitř vytvořené pískové formy jsou jednotlivé dutiny, tzv. kavity. V každé formě jich je celkem 8, pro zkoumaný držák brzdy 300×22 nesou číselné označení 2 až 9 – z jedné formy tak získáme 8 odlitků budoucích držáků. Jak jsou jednotlivé kavity ve formě rozloženy ukazuje schematicky obr. 3.9. Forma je při lití umístěna svisle (kavity č. 2 a 6 jsou tedy nejvýše) a tavenina do kavit zatéká pomocí jednoho hlavního a dvou vedlejších vtoků, takže je forma postupně plněna od nejspodnějších kavit po ty nejvyšší.

Jednotlivé díly je možné zpětně přiřadit příslušné kavitě, ze které byly odlity, pomocí nálitku číselného kódu následujícím za označením dodavatele odlitků, který je spolu s dalšími identifikačními prvky nedílnou součástí každého odlitku. Umístění tohoto čísla na odlitku je včetně detailu tohoto kódu rovněž znázorněno na obr. 3.9. V tomto konkrétním případě držáku se jedná o odlitek z kavity č. 5.



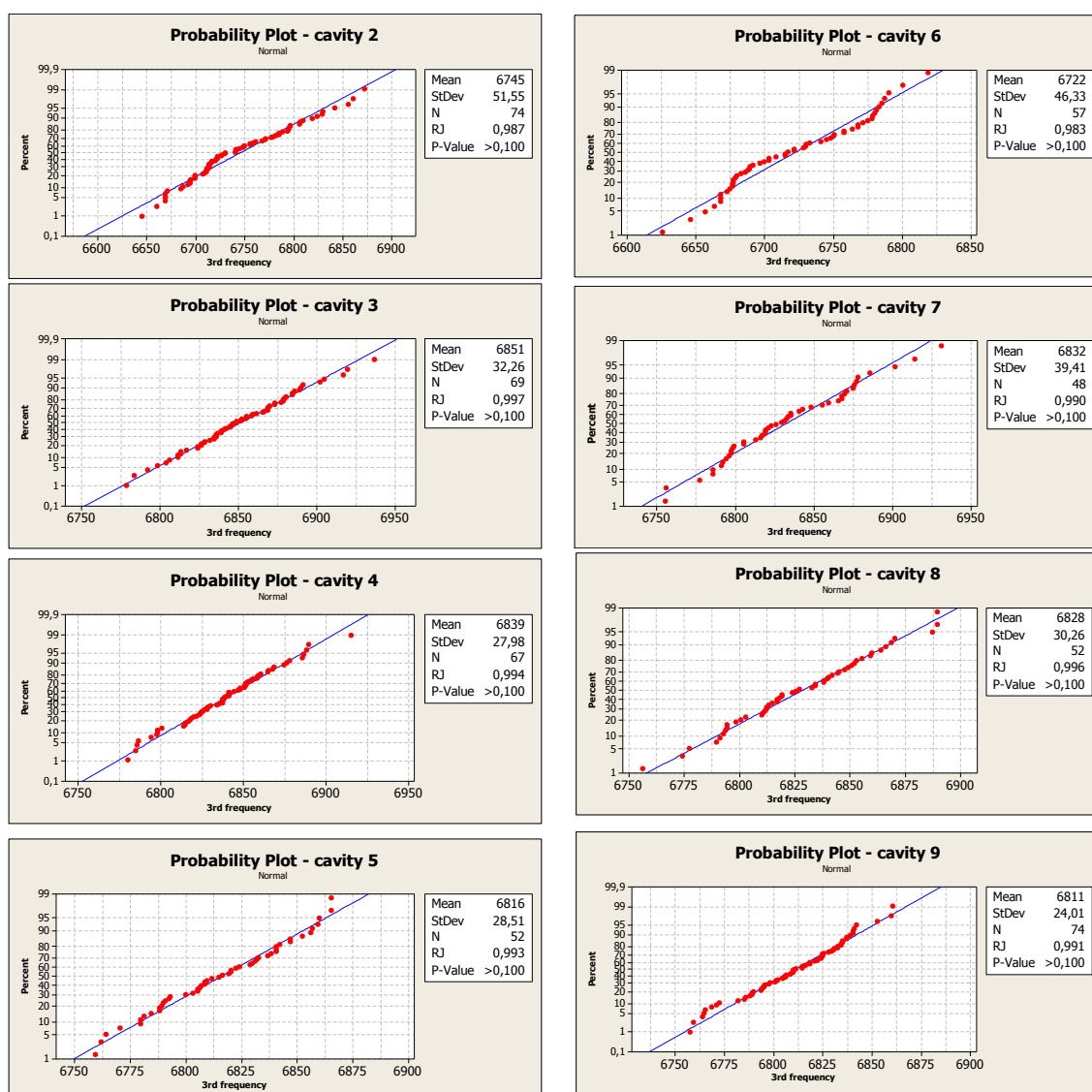
Obr. 3.9: Rozložení kavit ve formě a jejich identifikace na odlitku

3.7 Analýza jednotlivých kavit

Jak bylo zmíněno v závěru kap. 3.5, zda výsledný odlitek úspěšně projde kontrolou měření frekvencí je s velkou pravděpodobností dáno příslušnou kavitou formy, ze které odlitek pochází. K bližší analýze byla použita stejná data jako v případě sestavení korelační matice, obsahující výsledky 498 měření obrobků.

Pro srozumitelné a graficky přehledné zobrazení struktury výsledků v závislosti na kavitě měřeného dílu byl zvolen histogram, kombinovaný s křivkou normálního rozdělení. Protože, jak už název napovídá, vycházíme z předpokladu, že základní soubor dat má normální rozdělení, je vhodné tuto domněnku nejdříve potvrdit, případně vyvrátit.

Základní podmínku pro test normality, tedy aby data byla numerická, náhodně vybraná a pocházela z alespoň 20 měřených vzorků, náš soubor splňuje. Jako vhodný test normality byl zvolen, na základě příručky implementované v použitém statistickém softwaru Minitab 16, Ryan-Joinerův test normality. Výsledky testu normality pro každou kavitu zvlášť jsou pro přehlednost seřazeny v takovém pořadí, jako jsou příslušné kavity umístěny v používané formě na odlévání odlitků držáků.

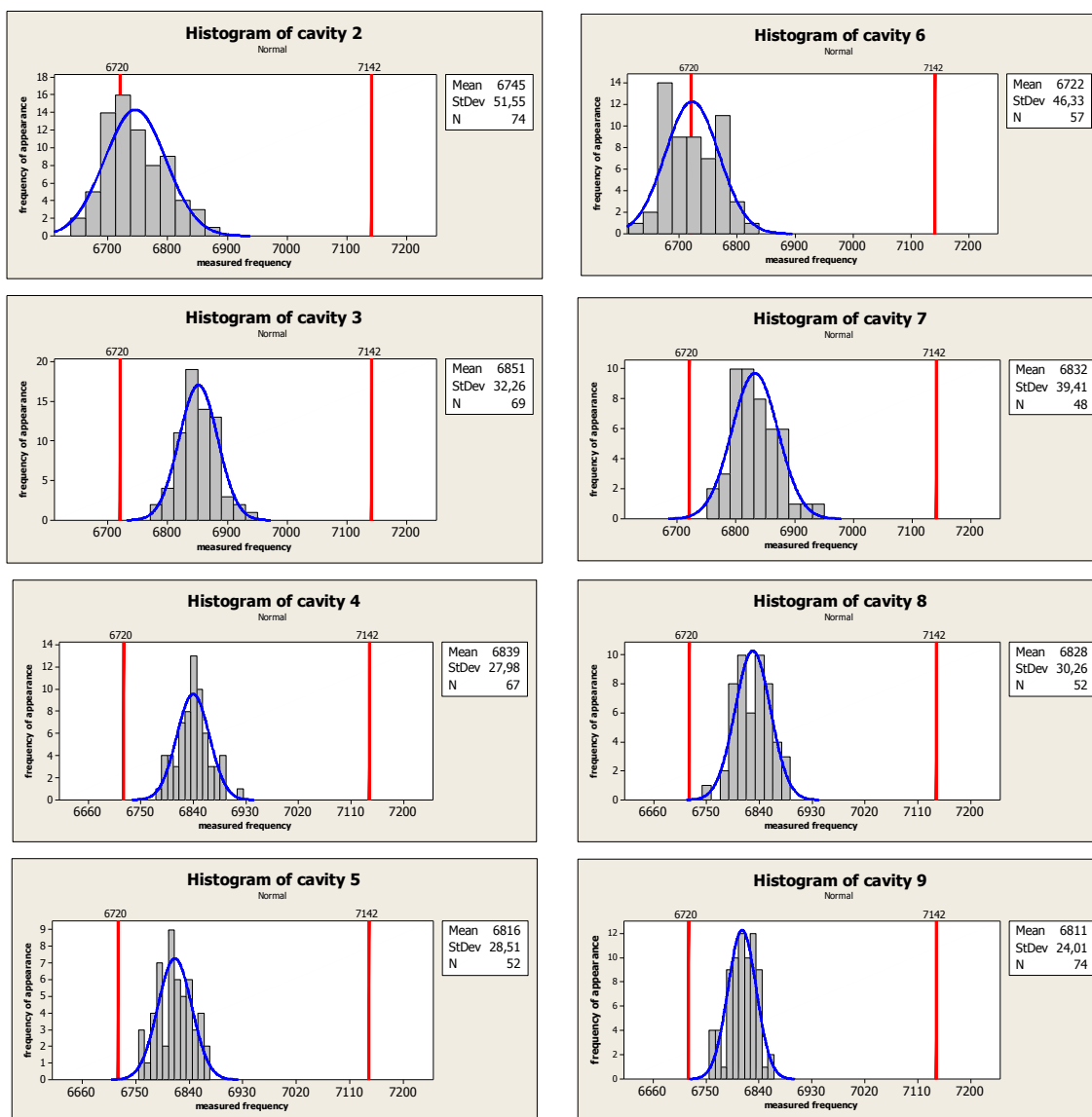


Obr. 3.10: Ryan-Joinerův test normality pro jednotlivé kavity

Výstup Ryan-Joinerova testu má 2 části – grafickou a číselnou. Grafická část nám dává na první pohled odpověď, jak moc se červené body, znázorňující výsledky jednotlivých měření, přibližují přímce normálního rozdělení. Tabulka s vypočítanými konstantami nám pak

poskytuje další užitečné statistické údaje – průměr, směrodatnou odchylku, počet zkoumaných vzorků, Ryan-Joinerovu statistiku a p-hodnota. U tohoto testu se běžně jako hraniční p-hodnota používá 0,100 – v případě, že je získaná p-hodnota větší, není možné zamítnout nulovou hypotézu H_0 předpokládající, že data mají normální rozdělení. S ohledem na námi získané výsledky testu normality, kdy v grafu leží většina bodů poblíž přímky normálního rozdělení a zároveň nám u všech kontrolovaných kavit vyšla velikost p-hodnoty větší než 0,100, můžeme data získaná měřením na zkušebním zařízení označit jako hodnoty s normálním rozdělením a podle toho s nimi tak dále nakládat.

Po ověření normálního rozdělení zdrojového souboru dat mohlo být konečně přistoupeno k sestrojení histogramů spolu s křivkou normálního rozdělení. Pro lepší názornost výsledků byly do každého histogramu přidány červené vertikální osy označující dolní a horní hranici vymezeného intervalu, kde by se měřené výsledky měly podle specifikace vyskytovat.



Obr. 3.11: Histogramy a křivka normálního rozdělení pro jednotlivé kavity

Co nám získané výsledky říkají? Předně potvrzují počáteční domněnku, že signifikantní vliv na to, zda obrobek projde kontrolou frekvenčních vlastností či nikoliv, má kavita, ze které pochází použitý odlitek držáku. Jak ukazují histogramy naměřených dat, u kavit č. 2 a 6, tedy těch umístěných ve formě zcela nahoře, je naměřená hodnota třetí kontrolované frekvence pod dolní hranicí stanoveného limitu u téměř poloviny kontrolních měření. V případě kavity č. 6 je průměrná hodnota výsledků měření téměř identická s tímto dolním limitem, u kavity č. 2 je jenom o něco málo vyšší.

Dále můžeme konstatovat, že u zbylých šesti kavit, umístěných ve formě pod oběma výše zmíněnými k žádnému překročení hranic stanovených intervalů nedochází. Na druhou stranu je vhodné zmínit, že rozložení výsledků není zcela ideální kolem středu stanovené oblasti, ale je mírně posunuté směrem k dolnímu limitu.

Kontrolu frekvenčních vlastností na zkušebním zařízení je možno provést také u neobrobených odlitků – kontrolované frekvence jsou ale pochopitelně jiné a je jich také více (8), než v případě hotového obrobku (3). Při takovéto kontrole 100 kusů odlitků vybraných pouze z kavit č. 2 a 6 však nebyl zpozorován žádný vzorek, který by nevyhovoval příslušným frekvenčním kritériím.

Díky statistické analýze výsledků měření frekvenčních vlastností držáku kotoučové brzdy byly odhaleny díly, které jsou náchylné k nesplnění stanovených požadavků. Jako problematické se ukázaly držáky pocházející z kavit č. 2 a 6, u kterých je velká pravděpodobnost, že se třetí kontrolovaná frekvence bude pohybovat pod zadaným dolním limitem. Že to jsou právě tyto dvě kavity není při pohled na rozložení kavit ve formě (obr. 3.9) velkým překvapením, protože se v praxi běžně stává, že když už se u některých odlitků vyskytnou problémy, tak je to většinou právě u těch, pocházejících z krajních kavit. Do těchto kavit zatéká při odlévání tavenina až jako poslední, má tedy nejnižší teplotu, což může mít negativní vliv na výslednou kvalitu odlitku. Pro zjištění bližších příčin změny frekvenční vlastností je však třeba dalšího zkoumání.

3.8 Ověření použité metody měření

Prvním krokem je ověření použité metody měření. Jak je detailněji popsáno v kap. 3.3, k měření frekvenčních vlastností se ve výrobě používá testovacího zařízení, založeného na vybuzení zkoušeného dílu malým kladívkem a následném měření odezvy pomocí směrového mikrofónu. Tato metoda je používána převážně díky své jednoduchosti, rychlosti a snadné implementaci do hromadné výroby.

Pro porovnání výsledků měření ve výrobě byla použita experimentální modální analýza, která slouží k získání vlastních frekvencí zkoušeného dílu. Při experimentální modální analýze je kromě odezvy, v našem případě vibrací, potřeba zaznamenávat také silový impuls, abychom mohli získat přenosovou funkci.

Experimentální modální analýza byla provedena pomocí techniky od americké firmy PCB, a sice jednoosým akcelerometrem 353B16 měřícím vibrace držáku a impulsním kladívkem 086C05 měřícím silový impuls, kterým je držák vybuzen. Základní parametry použitých snímačů jsou uvedeny v tab. 3.1. Pro vyhodnocení samotného měření pak sloužil software, používaný ve společnosti ZF pro účely modální analýzy, vytvořený pomocí grafického programovacího jazyka LabVIEW.

Tab. 3.1: Parametry použitých snímačů

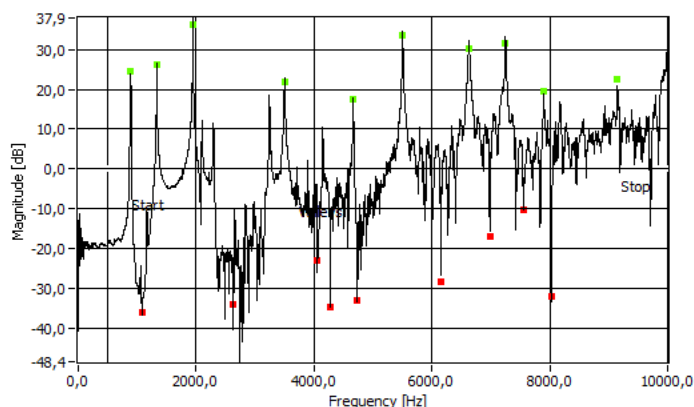
	353B16	086C05
citlivost ($\pm 10\%$)	1,02 mV/(ms ⁻²)	0,23 mV/(ms ⁻²)
rozsah měření	$\pm 4\,905\text{ ms}^{-2}\text{ pk}$	$\pm 22\,000\text{ ms}^{-2}\text{ pk}$
frekvenční rozsah	1-10 000 Hz	až 5 kHz (podle použité hlavy)

Umístění akcelerometru, připevněného na držák pomocí speciálního vosku, bylo při měření zvoleno přesně v souladu s příslušnou interní technickou specifikací, upravující parametry modální analýzy pro různé díly brzdové soustavy. V případě místa dopadu rázového kladívka však předepsaná poloha nemohla být dodržena, a sice z důvodu nedostatku prostoru uvnitř drážky pro destičku. Jako náhradní řešení byla zvolena pozice ve stejné úrovni, ale na opačné straně tzv. *outer beamu* – dopad kladívka byl tedy ve stejné ose, pouze v opačném směru, než specifikace stanovuje, takže vliv této změny na výsledek měření je zanedbatelný. Příslušná specifikace také udává orientaci měřeného držáku na molitanové podložce a dále specifikuje nastavení klíčových parametrů vyhodnocovacího softwaru. Ukázka měření je na obr. 3.12.



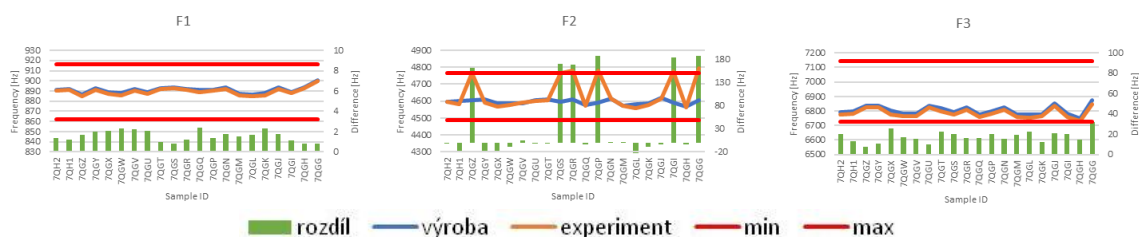
Obr. 3.12: Experimentální modální analýza brzdového držáku

Při měření jednoho dílu je potřeba vybuzení celkem pěti (pokud možno co nejpodobnějšími) údery budícího kladívka. Poté již vyhodnocovací software zaznamenané impulsy a jím příslušné odezvy zpracuje a na základě tohoto měření získáme celé frekvenční spektrum měřeného dílu, které je ukázáno na obr. 3.13. V tomto spektru jsou pak dále pomocí barevných bodů označeny zjištěné peaky, jejichž hodnoty jsou pak dále uvedeny i v samostatné tabulce.



Obr. 3.13: Ukázka frekvenčního spektra nOK dílu

Pro ověření, zda výsledky měření prováděného ve výrobě korespondují s výsledky experimentální modální analýzy, bylo vyzkoušeno celkem 21 vzorků obrobených brzdových držáků. Ty byly nejprve změřeny na zkušebním zařízení ve výrobě a následně byly podrobeny experimentální modální analýze podle postupu uvedeného výše. Grafy shrnující porovnání výsledků získaných oběma způsoby jsou na obr. 3.14, numerické hodnoty shrnuje tab. 3.2.



Obr. 3.14: Grafy porovnávající výsledky pro kontrolované frekvence

Tab. 3.2: Číselné porovnání výsledků

	Ø hodnota ve výrobě	Ø hodnota mod. analýzy	Ø rozdíl hodnot
1. frekvence	891,3 Hz	889,7 Hz	1,6 Hz ~ 0,18 %
2. frekvence	4595,5 Hz	4640,7 Hz	45,2 Hz ~ -0,95 %
3. frekvence	6804,4 Hz	6786,7 Hz	17,7 Hz ~ 0,26 %

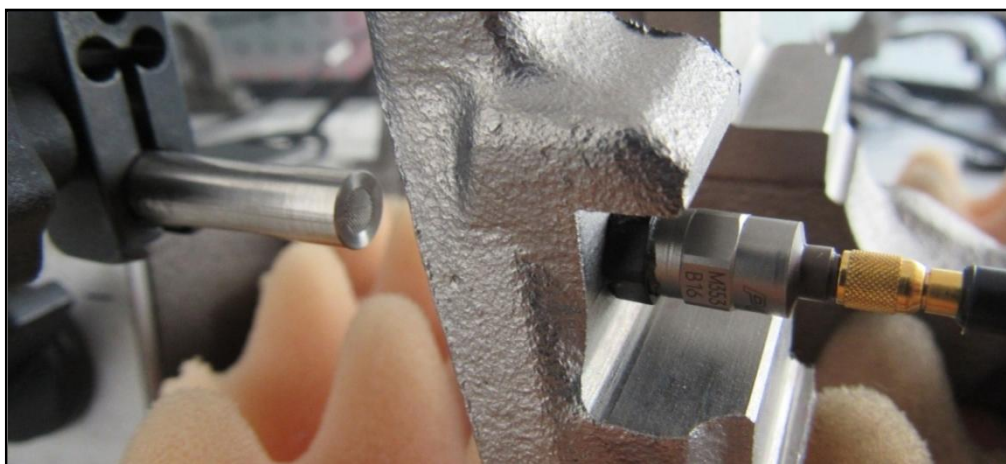
Obě křivky popisující průběhy naměřených frekvencí se u první a třetí kontrolované frekvence téměř překrývají, výsledný rozdíl se pohybuje pouze v desetinách procent. Ačkoliv jsou si oba průběhy velmi podobné i u druhé kontrolované frekvence, u několika zkoumaných vzorků se objevil znatelný rozdíl, kdy hodnota frekvence získaná experimentální modální analýzou byla oproti výsledku ze zkušebního zařízení používaného ve výrobě vyšší téměř o 200 Hz.

Protože nás však primárně zajímá výsledek měření třetí kontrolované frekvence, budeme z tohoto pohledu považovat vzhledem k získaným výsledkům oba dva způsoby měření jako rovnocenné a můžeme tedy konstatovat, že změna frekvenčních vlastností držáku brzdy není způsobena měřicí metodou použitou ve výrobě. Znatelný rozdíl frekvencí mezi oběma způsoby měření u druhé kontrolované frekvence, vyskytující se u některých testovaných dílů je nicméně překvapivý a tento jev si zaslouží bližší zkoumání objasňující možné příčiny jeho vzniku.

3.9 Rozdíl výsledků měření u 2. kontrolované frekvence

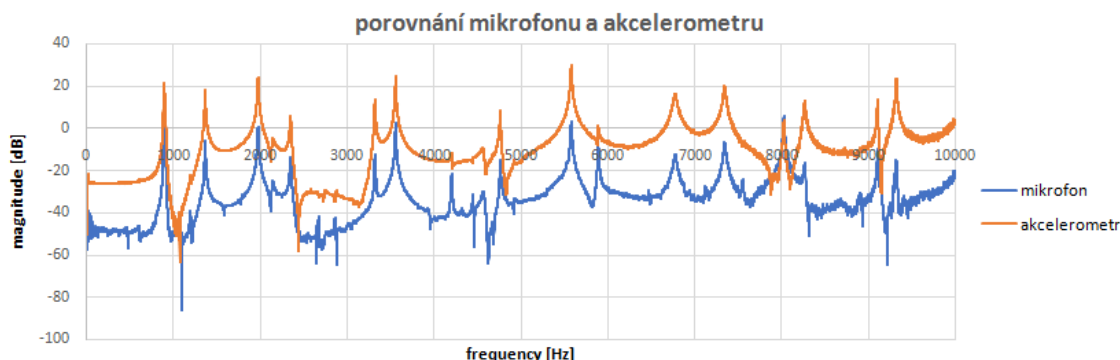
Pro nalezení příčin vzniku této odchylky je třeba nejprve porovnat rozdíly, které jsou mezi oběma použitými metodami měření. Ty jsou dány především snahou maximálně zjednodušit a zrychlit měření prováděné ve výrobě.

Prvním rozdílem je použitý snímač odezvy vybuzeného brzdového držáku. Zatímco při modální analýze se používá akcelerometr nalepený uvnitř drážky pro brzdovou destičku, ve výrobě by takovéto ruční připevňování snímače celou proceduru značně prodlužovalo. Z těchto důvodů je zkušební zařízení ve výrobě namísto snímače zrychlení vybaveno směrovým mikrofonom. Pro ověření, zda může mít tento rozdíl vliv na výsledek zkoušky, byla provedena experimentální modální analýza s využitím kombinace obou druhů snímačů nainstalovaných tak, aby snímaly odezvu vybuzeného držáku v jedné ose na opačných stranách drážky pro brzdovou destičku. Přesné umístění akcelerometru a mikrofону při pokusu ukazuje obr. 3.15.



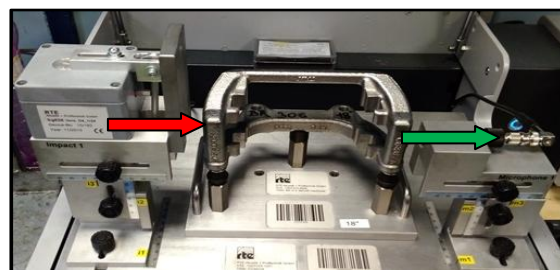
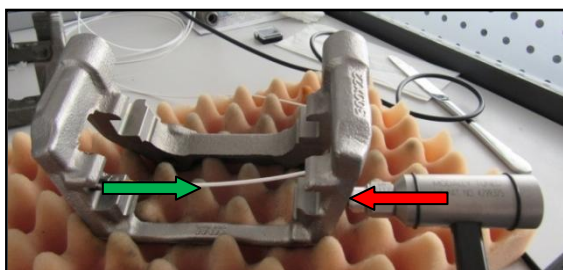
Obr. 3.15: Detail pozice směrového mikrofónu a jednoosého akcelerometru

Jak ukazuje výsledek srovnávacího měření, shrnutý do grafu na obr. 3.16, při současném využití akcelerometru a směrového mikrofónu jsou průběhy frekvenčního spektra zkoumaného držáku získané oběma způsoby záznamu signálu téměř identické. Vliv použitého snímače na výsledek měření je tedy minimální.



Obr. 3.16: Porovnání výsledků akcelerometru a směrového mikrofónu

Druhý rozdíl mezi oběma způsoby měření je v orientaci zkoumaného obrobku a také v poloze místa, kde dochází k vybuzení a umístění použitého snímače. Pro uložení obrobku při experimentální modální analýze se používá speciální molitanová podložka, jejíž životnost by při použití při měření ve výrobě byla vlivem např. použitých procesních kapalin značně omezená. Proto se zde místo toho používají speciální nosiče, což má však za následek změnu orientace brzdového držáku při měření oproti poloze předepsané v technické specifikaci a také mírně posunutou polohu bodu dopadu budícího kladívka a snímače odezvy. Názorné shrnutí těchto rozdílů poskytují obr. 3.17 a 3.18, kde jsou červenou šipkou vyznačeny směr a poloha vybuzení, zelenou šipkou pak směr a poloha snímání odezvy.

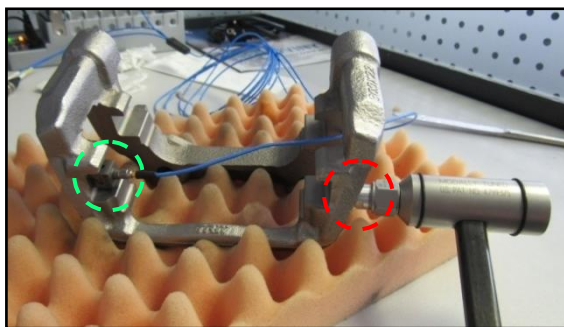


Obr. 3.17: Poloha obrobku při modální analýze Obr. 3.18: Poloha obrobku při měření ve výrobě

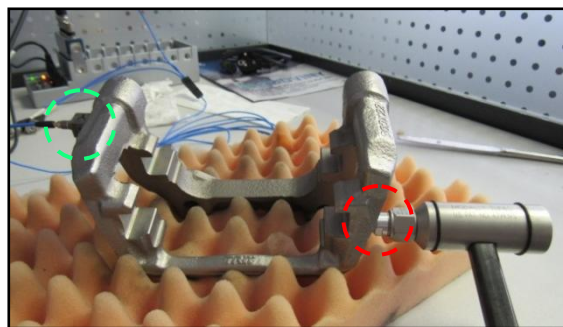
Pro porovnání, jak se tyto odlišnosti projeví na výsledném frekvenčním spektru byla provedena série měření 8 různých konfigurací experimentální modální analýzy, kde byly vyzkoušeny všechny možné vzájemné kombinace orientace obrobku, místa vybuzení a polohy snímače. K měření při orientaci totožné jako při výrobě byl použit držák používaný přímo v testovacím zařízení. Veškeré možné kombinace jsou uvedené v tab. 3.3, pro větší názornost je navíc připojena i obrazová dokumentace z jednotlivých měření na obr. 3.19 na následující stránce.

Tab. 3.3: Přehled všech možných kombinací nastavení

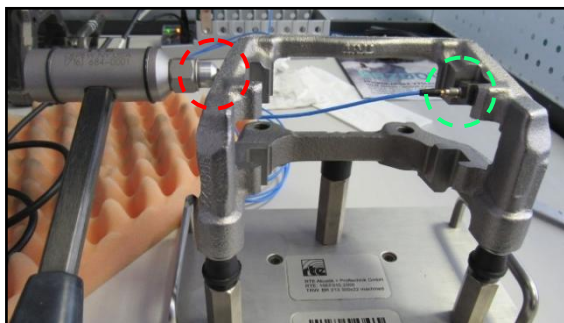
nastavení	snímač	vybuzení	orientace
SET 1	<i>specifikace</i>	<i>specifikace</i>	<i>specifikace</i>
SET 2	<i>specifikace</i>	<i>specifikace</i>	<i>výroba</i>
SET 3	<i>specifikace</i>	<i>výroba</i>	<i>specifikace</i>
SET 4	<i>specifikace</i>	<i>výroba</i>	<i>výroba</i>
SET 5	<i>výroba</i>	<i>specifikace</i>	<i>specifikace</i>
SET 6	<i>výroba</i>	<i>specifikace</i>	<i>výroba</i>
SET 7	<i>výroba</i>	<i>výroba</i>	<i>specifikace</i>
SET 8	<i>výroba</i>	<i>výroba</i>	<i>výroba</i>



SET 1



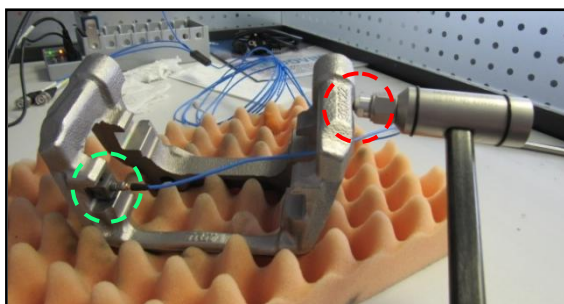
SET 5



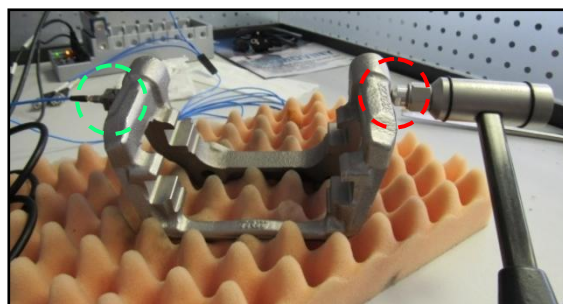
SET 2



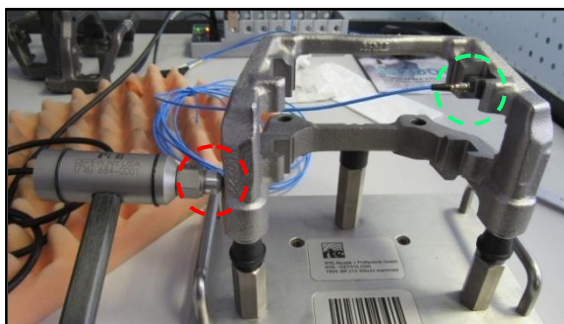
SET 6



SET 3



SET 7



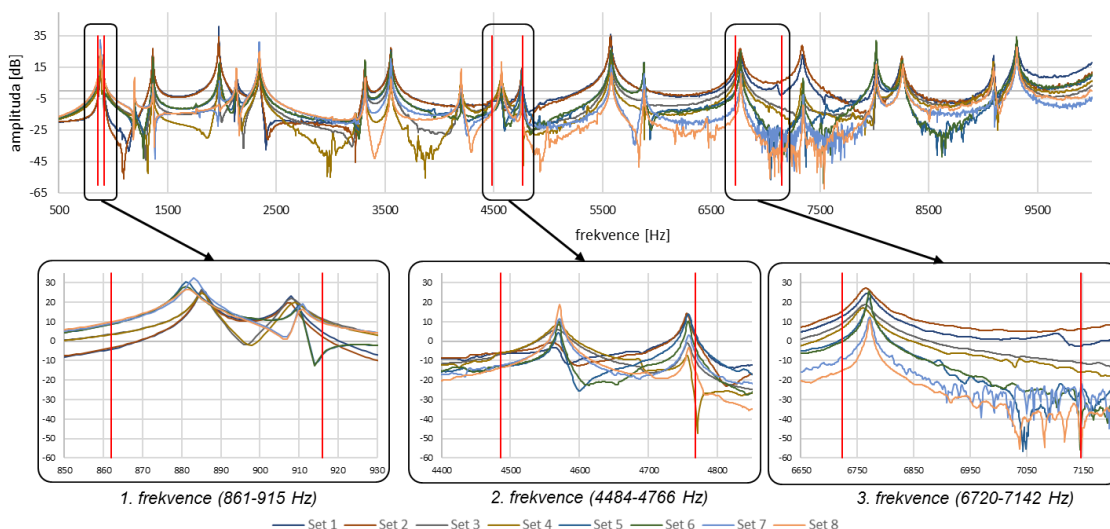
SET 4



SET 8

Obr. 3.19: Ukázka všech možných kombinací místa vybuzení, polohy snímače a orientace obrobku

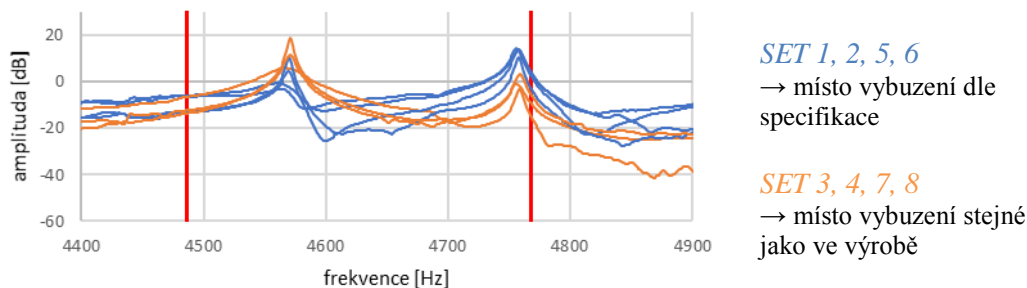
Frekvenční charakteristiky jednoho obrobce brzdového držáku, podrobeného experimentální modální analýze s osmi různými konfiguracemi, shrnuté to jednoho komplexního grafu na obr. 3.20 nám dávají poměrně zajímavé výsledky. V grafu jsou červenými svislými čarami vyznačeny oblasti, kde se kontrolují vlastní frekvence brzdového držáku a z každé této oblasti je dále vytvořen detailnější výřez. Ačkoliv se některá frekvenční spektra liší velikostí amplitudy, hodnoty vlastních frekvencí zůstávají všude velmi podobné.



Obr. 3.20: Výsledky modálních analýz

Detailnější pohled na oblast druhé zkoumané frekvence, kde byla u některých obrobků zaznamenána odchylka cca 180 Hz mezi měřením ve výrobě a výsledky modální analýzy, nám může pomoci původ této odchylky objasnit. Jak je vidět v detailu pro druhou frekvenci na obr. 3.20, v kontrolovaném pásmu se nacházejí poblíž sebe dva peaky, které jsou od sebe vzdáleny právě o 188 Hz, přičemž druhý peak leží těsně pod stanoveným horním limitem. Zdá se tedy, že výsledek druhé kontrolované frekvence je značně ovlivněn způsobem měření.

Při bližším zkoumání pak můžeme všech 8 výsledků rozdělit na dvě poloviny (viz obr. 3.21), kdy u jedné (konfigurace 3, 4, 7 a 8 – *oranžová čára*) má větší amplitudu první peak, u druhé (konfigurace 1, 2, 5 a 6 – *modrá čára*) pak větší amplitudy těsně dosahuje druhý peak. Obě dvě skupiny mají jednoho společného jmenovatele, a sice místo vybuzení – zatímco u první skupiny je jeho poloha stejná jako dopad kladívka ve výrobě, v druhém případě je toto místo v souladu s interní specifikací pro experimentální modální analýzu. Největší rozdíl mezi velikostí prvního a druhého peaku se pak ze všech konfigurací paradoxně objevuje právě mezi měřením provedeném dle specifikace a měřením simulujícím kontrolu ve výrobě.

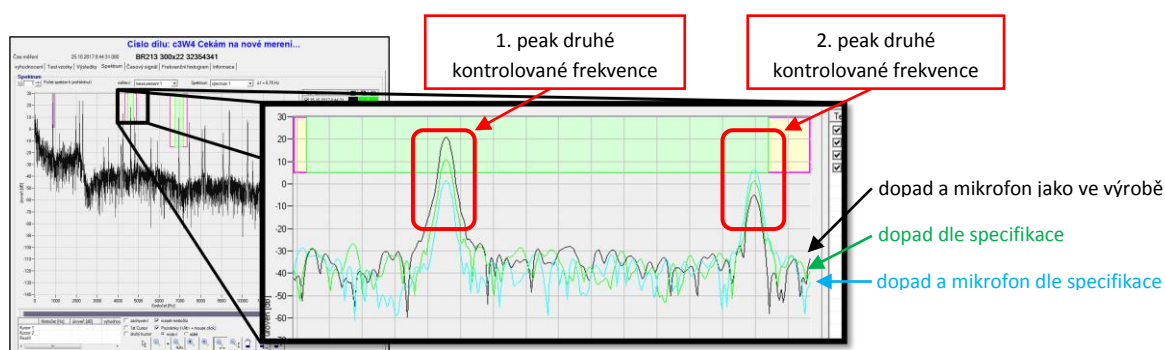


Obr. 3.21: Dva peaky v oblasti druhé kontrolované frekvence

Výše zmíněná velikost amplitudy rozhoduje u blízko sousedících peaků o tom, která frekvence bude vyhodnocena jako vlastní. To má za následek to, že vzhledem k velmi podobným amplitudám prvního i druhého peaku může při experimentální modální analýze dojít k jejich

střídavému vyhodnocování. Při měření ve výrobě k této záměně nedochází, protože u této konfigurace je vždy první peak daleko výraznější než druhý.

Pro potvrzení této domněnky byly dále provedeny tři doplňující měření na zkušebním zařízení. Vzhledem k tomu, že se na něm měří více druhů obrobků, jsou pozice mikrofону a kladívka stavitelné (viz obr. 3.4) a pro každý typ obrobku musí obsluha nastavit jejich správnou polohu, stanovenou dodavatelem testovacího zařízení. První měření, v obr. 3.22 znázorněné černou čarou, bylo provedeno s pozicemi mikrofónu a kladívka odpovídajícími hodnotám stanoveným výrobcem testovacího zařízení a s tímto nastavením byl jako rozhodující vyhodnocen první peak. Při druhém měření (zelená čára) byla pozice dopadu kladívka přesunuta do polohy, kde více odpovídala specifikaci pro modální analýzu, výsledkem čehož bylo snížení amplitudy prvního peaku a zvýšení amplitudy druhého – stále byl však softwarem vyhodnocen jako rozhodující první z nich. Při posledním měření (tyrkysová čára) byla kromě místa vybuzení změněna také poloha mikrofónu a v tomto případě už byl jako rozhodující vybrán druhý peak, který se na rozdíl od prvního těsně dostal do oblasti, ve které software signál vyhodnocuje (v obr. 3.22 světle zelené pásmo se žlutými okraji).



Obr. 3.22: Měření na zkušebním stroji s různým nastavením

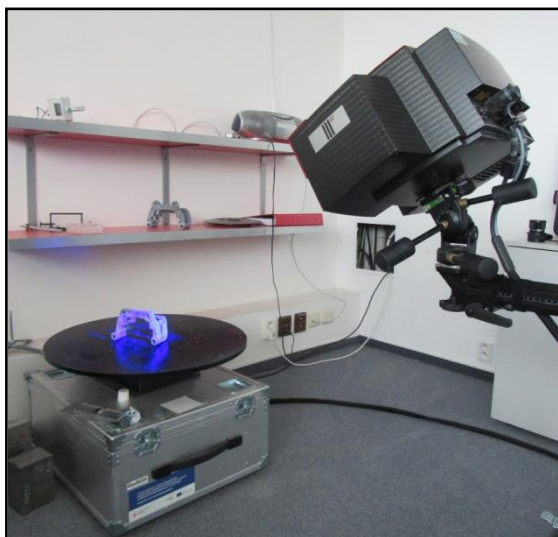
Toto měření tak definitivně potvrdilo domněnku, že druhá kontrolovaná frekvence je značně citlivá na to, jakým způsobem je měření prováděno. Hlavním faktorem, který tuto citlivost způsobuje, je pravděpodobně tvar vlastních kmitů obrobeného držáku při těchto frekvencích, čemuž se podrobněji věnuje kap. 3.11.

3.10 Kontrola rozměrů nevyhovujícího držáku

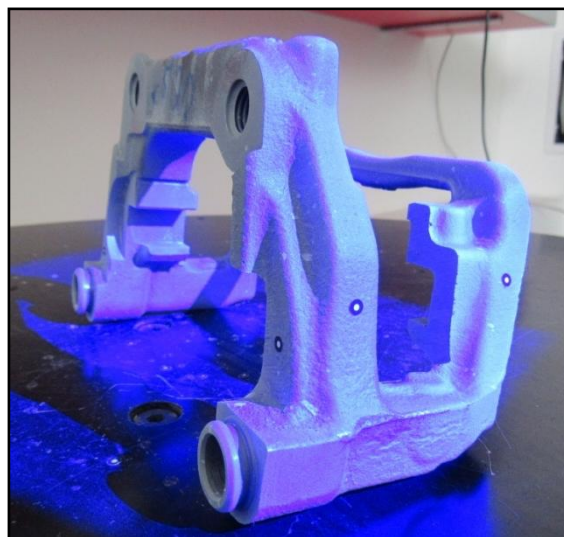
Jako další krok v hledání příčin změny frekvenčních vlastností následovala rozměrová kontrola vybraných držáků po obrobení. Rozměry jsou kontrolovány při výrobě také, ale vzhledem k používanému mostovému souřadnicovému měřicímu stroji jsou pomocí několika bodů kontrolovány pouze obrobené plochy držáku, které jsou nezbytné pro správnou funkčnost výsledné brzdové sestavy. Pro celkovou kontrolu rozměrů brzdového držáku, včetně všech jeho neobrobených ploch, byla zvolena bezdotyková technologie skenování pomocí 3D skeneru, kterým byl ATOS III Triple Scan vybavený dvojicí kamer s rozlišením 8 megapixelů.

Před samotným skenováním bylo potřeba nejprve připravit zkoumaný brzdový držák pro získání kvalitních výsledků. Protože má 3D skener problém se snímáním lesklých ploch, je třeba zmatnit je tak, aby se světelný paprsek mohl odrazit zpět do CCD kamery. Nejlépe je snímán povrch bílé barvy, proto byla na celý povrch snímaného držáku aplikována vrstva speciálního nástřiku roztoku titanového prášku. Tato vrstva povrch zmatní a zároveň je dostatečně tenká (tloušťka cca 0,01 mm), takže nijak neovlivní výsledný tvar snímaného povrchu.

Aby bylo možné nasnímat celý držák pomocí skeneru pevně umístěného na stativu, je snímáný držák položený na podložce, která se automaticky pootáčí o daný úhel (viz obr. 3.33). Z toho důvodu je také nezbytné umístění referenčních značek (černobílé samolepící terčíky – viz obr. 3.34) na upravený povrch, aby mohl být z jednotlivých snímků následně složen celý skenovaný objekt. Referenční značky musí být na skenovaném obrobku rozmístěny rovnoměrně tak, aby byly v každém novém záběru viděny alespoň 3 značky známe již z předchozích záběrů.



Obr. 3.33: Skenování držáku na otočné podložce pomocí skeneru ATOS III Triple Scan



Obr. 3.34: Detail skenovaného držáku s nalepenými referenčními značkami

Následný postprocessing nasnímaných dat je prováděn pomocí softwaru ATOS Professional, dodávaného výrobcem spolu se skenovacím zařízením. Nasnímaný model je potřeba nejprve upravit, např. softwarově „zalepit díry“ vzniklé v místech, kde byly původně nalepeny referenční značky. U takto upraveného modelu je již možné kontrolovat libovolné rozměry a geometrii, vytvářet různé řezy nebo porovnat naskenovaný skutečný brzdový držák se svým referenčním CAD modelem.

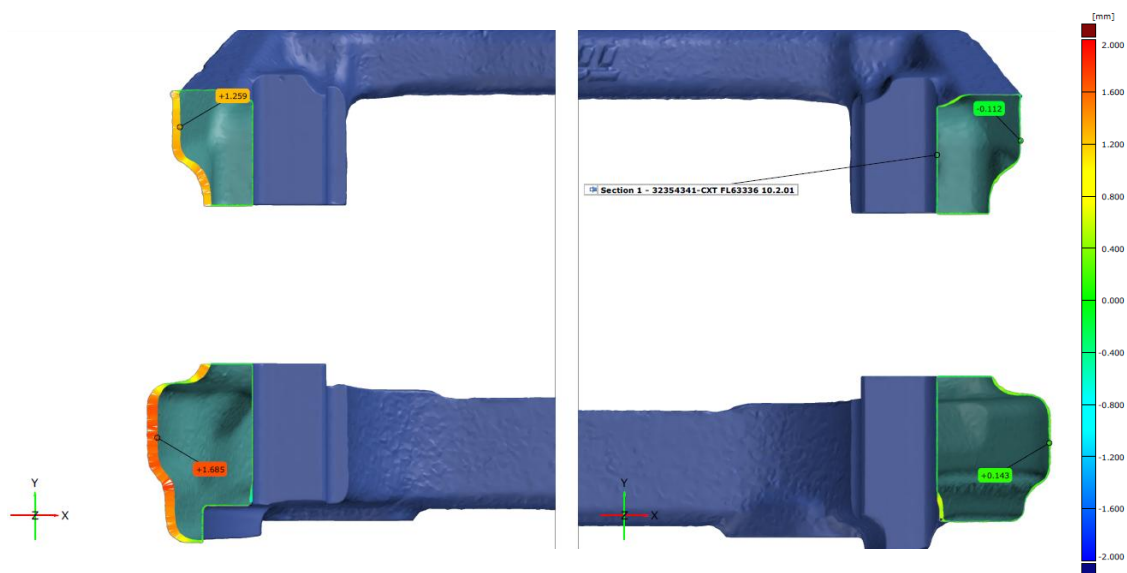
Pro srovnání rozměrů obrobeného držáku kotoučové brzdy byly vybrány dva vzorky z kavity č. 6, kdy jeden z nich kontrolou frekvenčních vlastností ve výrobě prošel (software měřícího zařízení mu vygeneroval unikátní kód „7QGI“) a druhý, který při této zkoušce nevyhověl (označený kódem „cXT“). Vybrané díly byly ze zkoumaného souboru zároveň tzv. BOB a WOW vzorky. Tyto zkratky (pocházející z anglického *Best of Best* a *Worst of Worst*) označují

díly, které jsou těmi nejlepšími z vyhovujících, resp. nejhoršími z nevyhovujících. Vlastnosti obou skenovaných držáků jsou shrnuty v tab. 3.4.

Tab. 3.4: Frekvenční vlastnosti skenovaných dílů

	cXT (nOK)	7QGI (OK)
1. frekvence (861 - 915 Hz)	881,2 Hz	889,1 Hz
2. frekvence (4484 - 4766 Hz)	4477,3 Hz	4589,8 Hz
3. frekvence (6720 - 7142 Hz)	6635,9 Hz	6781,2 Hz
hmotnost	1231,5 g	1293,3 g

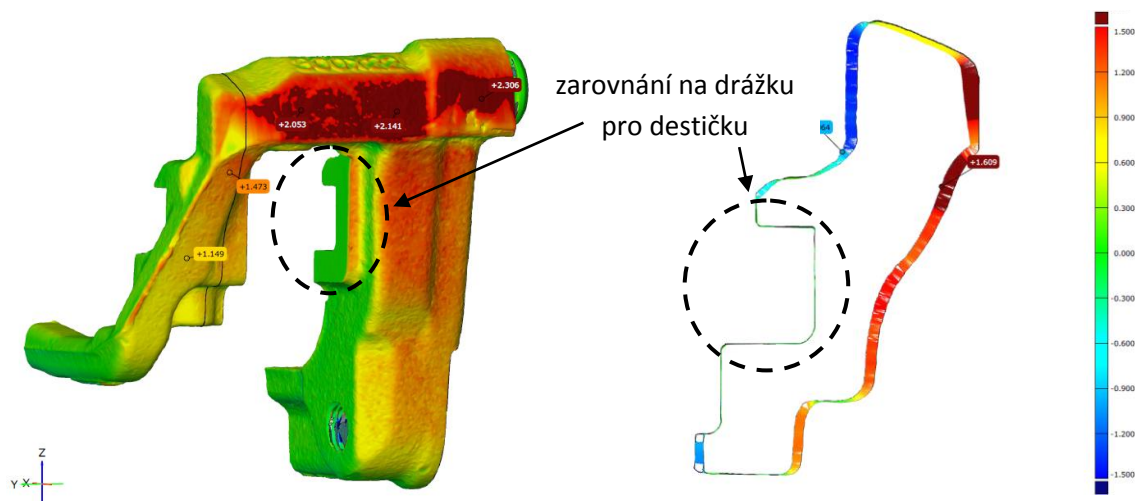
Vzájemná poloha obou naskenovaných dílů byla ustanovena jejich zarovnáním buďto na obrobené plochy nebo na různé části odlitku, např. na tzv. *outer beam* brzdového držáku. Následující obrázky spolu se svým stručným popisem shrnují nejdůležitější poznatky, které přinesla rozměrová a tvarová analýza provedená pomocí 3D skeneru.



Obr. 3.35: Srovnání tloušťky stěn (zarovnání na odlitek)

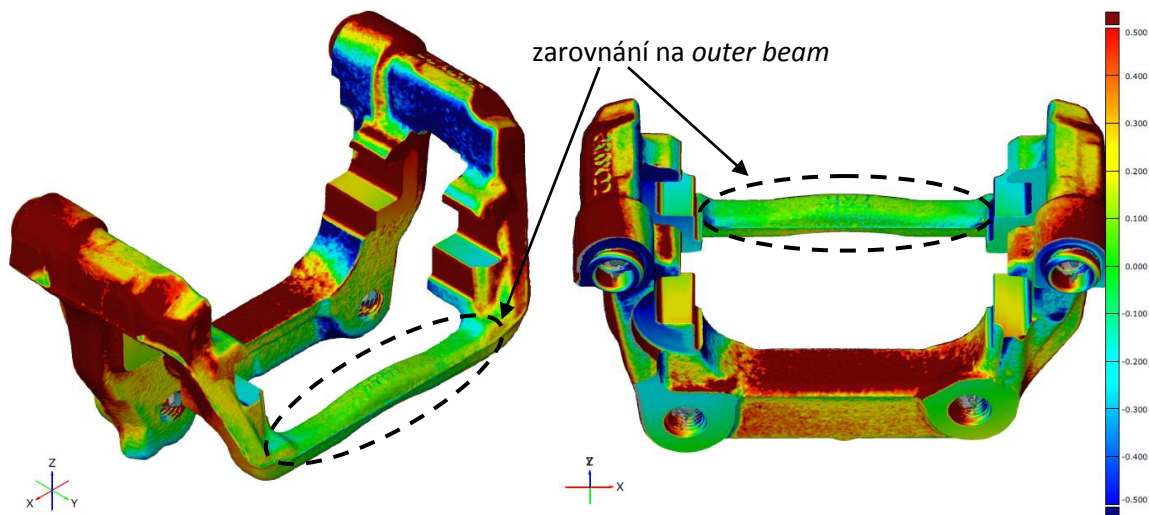
Obr. 3.35 znázorňuje vodorovný řez celým držákem v úrovni drážky pro brzdovou destičku. Tento řez ukazuje, že mezi oběma zkoumanými díly je poměrně významný rozdíl v tloušťce stěny. Odlišná tloušťka se projeví hlavně na levé straně držáku, kdy má v ose *x* odlitek 7QGI (OK) oproti cXT (nOK) navíc téměř 1,7 mm materiálu. Na levé straně není tento rozdíl tak markantní, přesto i zde je odlitek vyhovujícího dílu trochu silnější (0,14 mm).

Bližší zkoumání té poloviny držáku, kde je značně silnější stěna (viz obr. 3.36 na následující stránce) nám dává navíc ještě jeden zajímavý poznatek. Z řezu kolmého na osu *y* vedeného skrz *outer beam* obou držáků zarovnaných na své obrobené plochy je patrné, že stěna OK dílu 7QGI je oproti nOK dílu cXT v ose *x* nejenom silnější, ale navíc je držák (resp. jeho část zvaná *bridge*) v tomto směru lehce vykloněn směrem ven. Kromě rozdílné tloušťky je tak odlišná i geometrie.



Obr. 3.36: Srovnání rozměrů poloviny držáku (zarovnáno na obrobek)

Vyklonění *bridge* činí téměř 1 mm, takže v neobrobené části odlitku není změna tloušťky tak výrazná, jak se na první pohled zdálo (1,6 mm), ale je menší o toto vyklonění (0,96 mm). V obrobené části je však u nOK dílu odebráno o toto vyklonění více materiálu, takže se zde rozdíl tloušťky stěny oproti OK dílu dále zvětšuje.



Obr. 3.37: Srovnání rozměrů (zarovnáno na odlitek)

Zmíněné větší vyklenutí držáku je dobře vidět také na posledním obr. 3.37, kde jsou oba dva naskenované brzdové držáky vzájemně zarovnány na plochu odlitku, konkrétně pak na *outer beam* těchto držáků. Větší vyklonění je i v tomto případě možné nalézt na levé straně držáku.

Použití 3D skeneru tak odhalilo rozdíly v tloušťce odlitků, které při běžné kontrole obrábění pomocí souřadnicového stroje není možné postihnout. Více materiálu se objevuje u dílu, jehož frekvenční vlastnosti odpovídají stanoveným požadavkům. Mimo rozdílné tloušťky stěny byla zjištěná také tvarová odchylka, a to v podobě většího vyklonění brzdového držáku vyhovujícího dílu oproti nevyhovujícímu směrem ven. Kromě kontroly rozměrů je však získané 3D modely skutečných držáků možno využít i k dalšímu zpracování, jak tomu bude v následující kapitole.

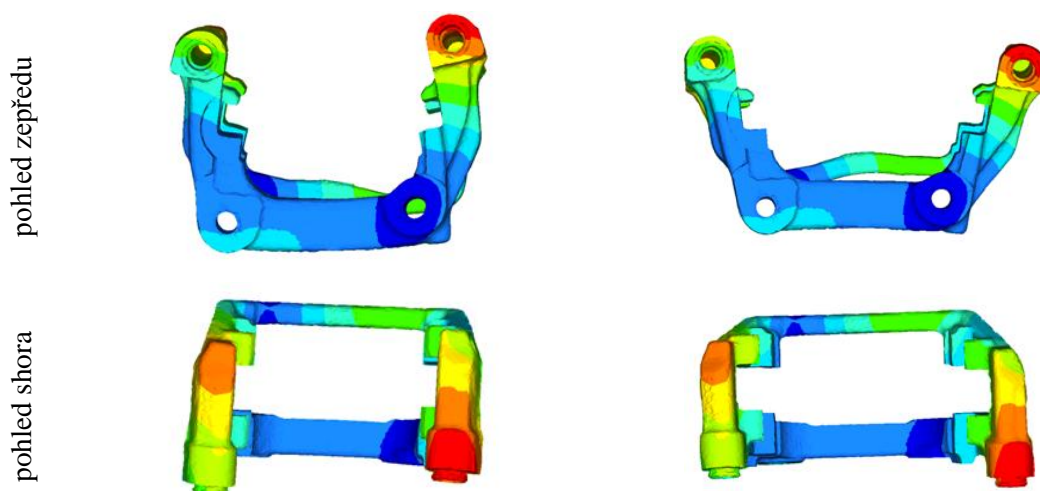
3.11 CAE analýza získaných dat

Protože v průběhu celého vyhodnocování bylo shromážděno poměrně velké množství experimentálně změřených dat s různými výsledky, jako další vhodný postup se jeví jejich porovnání s daty, získanými pomocí simulace – tímto způsobem můžeme navíc získat také další informace, které se experimentálně měří poměrně obtížně. Veškeré následující výpočty a simulace byly provedeny pomocí výpočtového systému ANSYS.

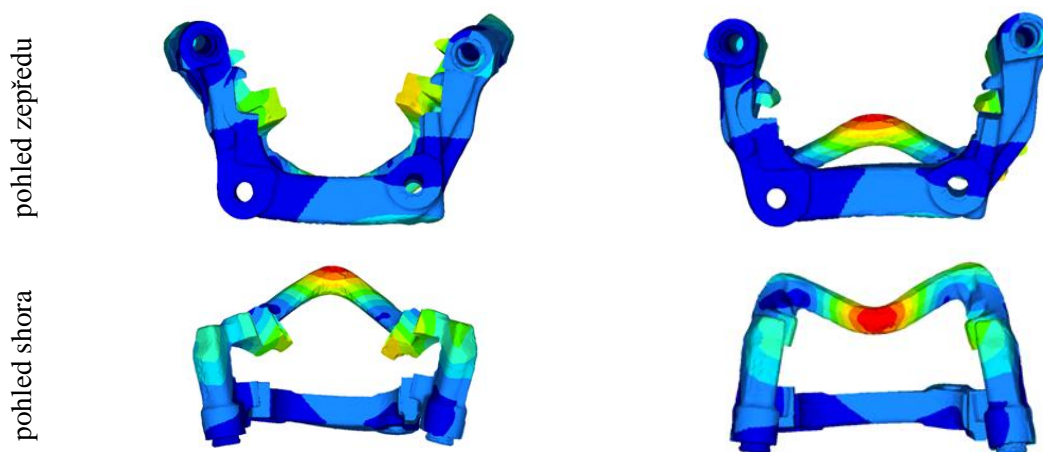
Prvním krokem bylo získání teoretických hodnot ve výrobě kontrolovaných vlastních frekvencí ideálního dílu spolu s příslušnými tvary vlastních kmitů. K získání těchto hodnot bylo využito nominálního CAD modelu zkoumaného držáku. Simulace modální analýzy CAD modelu byla provedena za tzv. *free-free* okrajové podmínky, tedy že na těleso nepůsobí žádné vnější vazby a je tedy umístěno volně v prostoru – simulace tak odpovídá podmínkám experimentální modální analýzy, nikoliv chování brzdového držáku ve smontovaném stavu na vozidle. Materiálové vlastnosti přiřazené tomuto CAD modelu jsou následující:

Youngův modul pružnosti	E	[MPa]	170 000
Poissonovo číslo	μ	[-]	0,3
hustota	ρ	[kg·m ⁻³]	7 150
modul objemové pružnosti	K	[MPa]	141 670
modul pružnosti ve smyku	G	[MPa]	65 385

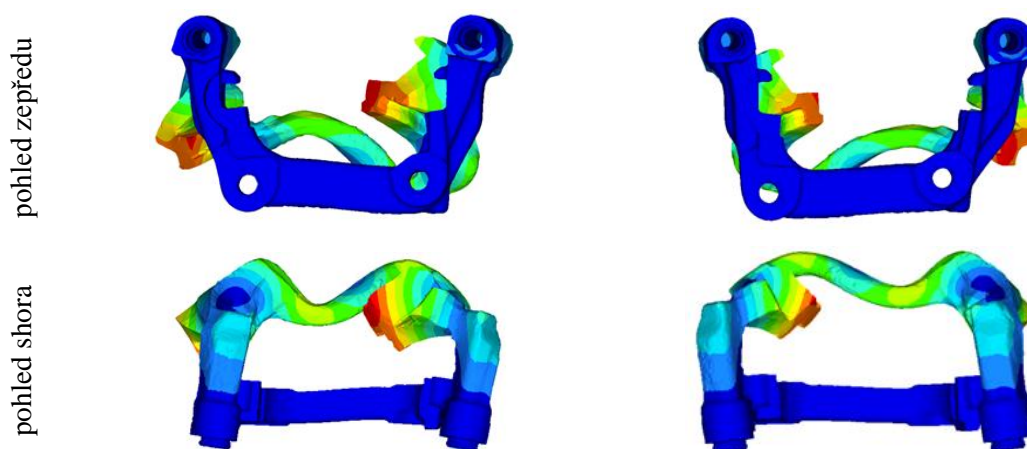
Získané vlastní tvary kmitů brzdového držáku jsou znázorněny na obrázcích 3.38, 3.39 a 3.40, kde jsou vždy znázorněny obě krajní polohy daného tvaru kmitu příslušné vlastní frekvence. Pro získání lepší prostorové představy jsou tyto kmity zobrazeny jak v pohledu zepředu, tak při pohledu shora.



Obr. 3.38: Tvary vlastních kmitů brzdového držáku při 1. zkoumané frekvenci



Obr. 3.39: Tvary vlastních kmitů brzdového držáku při 2. zkoumané frekvenci



Obr. 3.40: Tvary vlastních kmitů brzdového držáku při 3. zkoumané frekvenci

Tab. 3.5 shrnuje numerické hodnoty spočítané vlastní frekvence, jaké by měl ideální brzdový držák za předpokladu, že by byl odlit z materiálu, jehož materiálové vlastnosti se přesně shodují s údaji uvedenými pro litinu GGG55, a který by měl rozměry a tvar zcela odpovídající svému CAD modelu. Jak je z tabulky 3.5 patrné, ani v tomto případě by však takovýto držák výstupní kontrolou neprošel, a to z důvodu hodnoty jeho třetí kontrolované frekvence, která se nachází pod minimální stanovenou hodnotou.

Tab. 3.5: Vlastní frekvence nominálního CAD dílu

	1. frekvence	2. frekvence	3. frekvence
stanovený limit	861 - 915	4484 - 4766	6720 - 7142
nominální CAD model	882	4588	6513

Vzhledem k tomu, že rozměry skutečných obrobků brzdových držáků se lehce liší od své CAD předlohy a stejně tak jejich materiálové vlastnosti mají jistou odchylku od uváděných tabulkových hodnot, bylo dalším krokem provedení simulace modální analýzy skutečných držáků. K té bylo využito naskenovaných 3D modelů dvou dílů, jejichž vznik byl popsán v předchozí kapitole. Lehce upraveny oproti ideálnímu stavu byly také jejich materiálové

vlastnosti (konkrétně Youngův modul pružnosti a hustota) a to tak, aby lépe korespondovaly s výsledky skutečných měření. Tyto změny, pohybující se v desetinách až jednotkách procent, shrnuje tabulka 3.6.

Tab. 3.6: Změna materiálových parametrů pro oba držáky

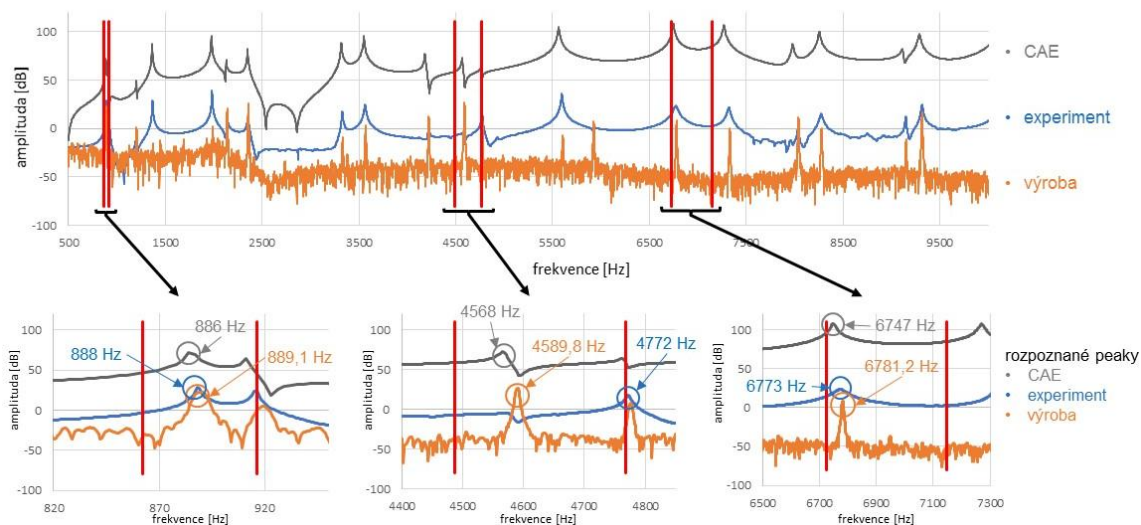
	E [MPa]	ΔE [%]	ρ [kg·m ⁻³]	$\Delta \rho$ [%]
7QGI (OK)	172 948	+1,70	7 130,7	-0,27
cXT (nOK)	172 340	+1,36	7 105,6	-0,62

Za těchto podmínek simulovaná modální analýza naskenovaných držáků dává téměř identické výsledky jako modální analýza provedená experimentálně na skutečných držácích. Vzhledem k tomu, že se rozdíly mezi simulací a experimentem pohybují pouze v několika málo desetinách procent, můžeme obě metody považovat za ekvivalentní a při použití upravených materiálových vlastností můžeme považovat také výsledky případných budoucích simulací za věrohodné a odpovídající skutečnosti. Tyto výsledky včetně vzniklých rozdílů shrnuje tab. 3.7.

Tab. 3.7: Srovnání vypočtených a naměřených hodnot vlastních frekvencí

frekvence	limit	CAD	7QGI (OK)				cXT (nOK)		
		CAE	CAE	měření	rozdíl		CAE	měření	rozdíl
F1 [Hz]	861 - 915	882	886	888	-0,23 %		878	879	-0,11 %
F2 [Hz]	4484 - 4766	4588	4568	4584	-0,35 %		4662	4666	-0,09 %
F3 [Hz]	6720 - 7142	6513	6747	6773	-0,38 %		6617	6631	-0,21 %

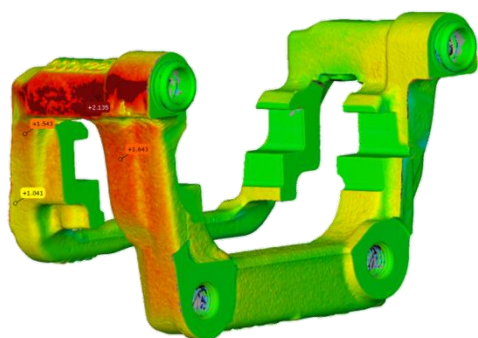
Při pohledu na frekvenční spektrum obou zkoumaných držáků (např. 7QGI na obr. 3.41) můžeme konstatovat, že také průběhy získané simulací modální analýzy a jejím experimentálním provedením jsou si velmi podobné. Ačkoliv je frekvenční spektrum získané ze zkušebního zařízení ve výrobě více zašuměné, peaky znázorňující vlastní frekvence se také téměř přesně shodují s předchozími dvěma metodami.



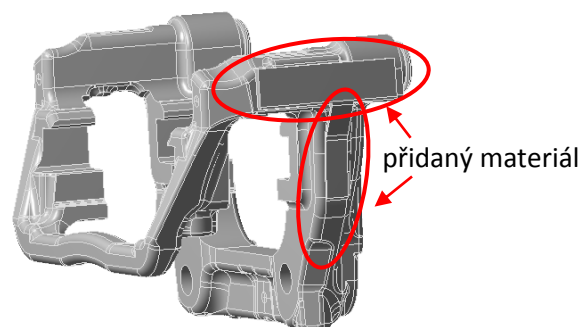
Obr. 3.41: Frekvenční spektra OK dílu 7QGI získaná různými metodami

Detailnější pohled na druhou zkoumanou frekvenci na obr. 3.41 nám může dát odpověď na otázku, řešenou podrobněji v kap. 3.9, a sice který ze dvou blízko sebe ležících peaků v kontrolované oblasti má větší amplitudu. Výsledky simulace odpovídají spíše výsledkům měření na zkušebním stroji, což je paradoxně v rozporu s interní technickou specifikací, upravující postup při experimentální modální analýze. Tato odchylka ve velikosti amplitudy dvou peaků vzdálených o cca 180 Hz, která závisí na orientaci držáku a poloze snímače a místa vybuzení je tak pravděpodobně dána tvarem vlastního kmitu, který se při této frekvenci vyskytuje (viz obr. 3.39).

Jak je uvedeno v kap. 3.10, po naskenování OK (7QGI) a nOK (cXT) dílů byl u dílu s vyšší frekvencí zjištěna větší tloušťka stěny, v některých oblastech odlitku i o více než 2 mm (převážně tzv. *bridge* držáku). Proto bylo dále provedeno srovnání výsledků nominálního CAD modelu a upraveného CAD modelu, u kterého bylo v některých oblastech (*bridge*, část *inner beamu*) přidáno 1 mm materiálu.



Obr. 3.42: Skutečný naskenovaný držák



Obr. 3.43: Upravený CAD model

Výsledky shrnuté v tab. 3.8 však ukazují, že provedení pouze této změny, tedy prosté přidání materiálu, nemá na výsledné frekvenční vlastnosti tak výrazný vliv, jak by se dalo zpočátku předpokládat. Změna se projeví spíše v nižších frekvencích, u vyšších frekvencí je její vliv téměř zanedbatelný. Rozdíl frekvenčních vlastností mezi skutečnými díly je tak pravděpodobně dán kombinací celkové větší tloušťky a hmotnosti odlitku a o trochu větším vykloněním ramen držáku směrem ven.

Tab. 3.8: Srovnání frekvencí nominálního a upraveného CAD modelu

	nominální CAD model	upravený CAD model	rozdíl
1. frekvence	890 Hz	878 Hz	-1,37 %
2. frekvence	4606 Hz	4610 Hz	0,09 %
3. frekvence	6574 Hz	6597 Hz	0,35 %

Dalším krokem CAE analýzy bylo srovnání vlivu obráběcího stroje na výsledný obrobek. Obě dvě obráběcí centra, tedy jak původní Wavis II, tak nově používaný ETD 3 používají pro upnutí obrobku různé upínače a odlitky se tak při obrábění nacházejí v odlišných polohách. Obrázky 3.44 a 3.45 ukazují tyto polohy pro oba stroje, na fotografiích však nejsou použity

skutečné upínače těchto strojů, ale pouze jejich pomocné přípravky používané při kontrole rozměrů pomocí souřadnicového měřicího stroje.

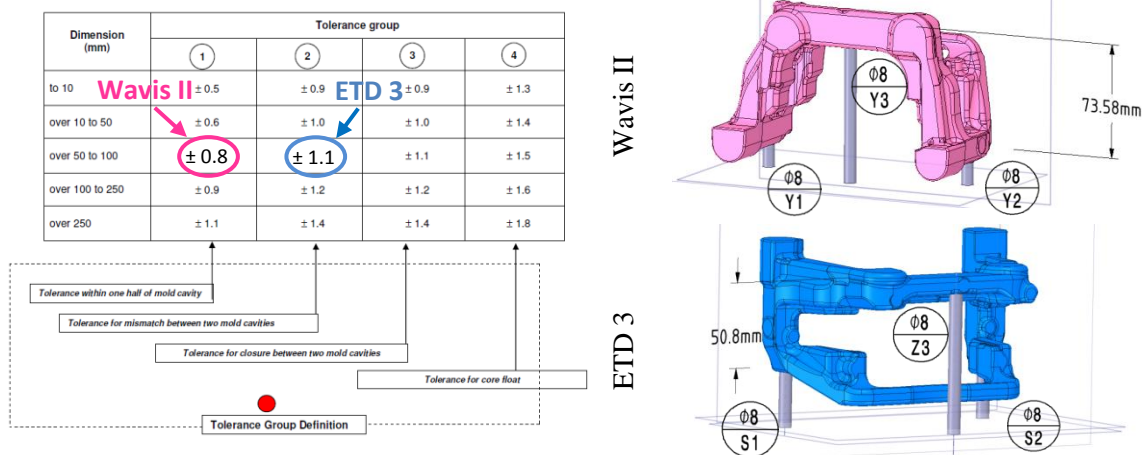


Obr. 3.44: Upínání ETD 3 (nové)



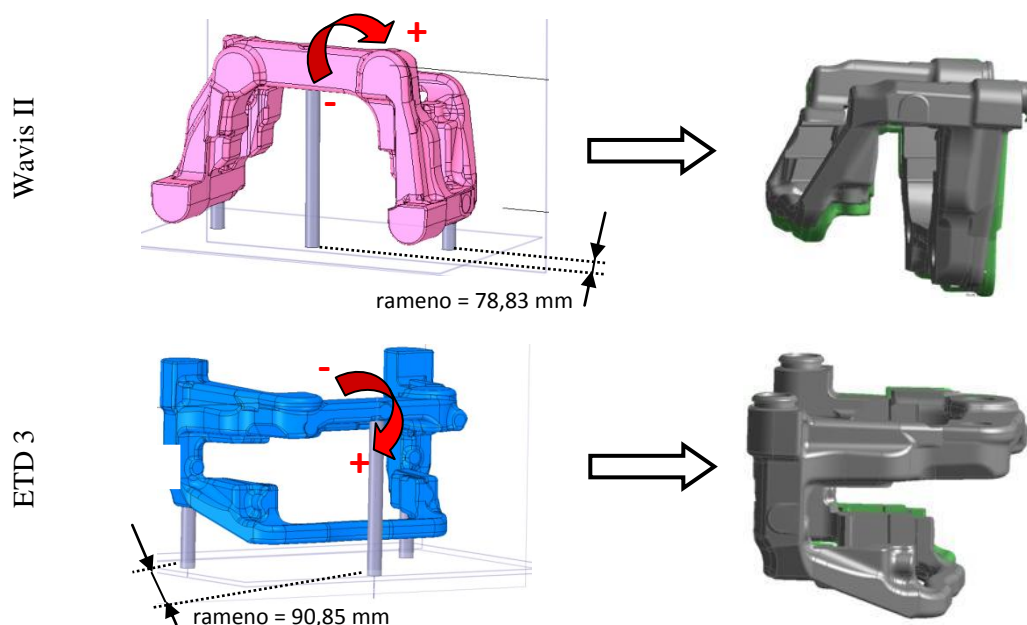
Obr. 3.45: Upínání Wavis II (původní)

Pomocí interní technické specifikace upravující rozměry a tolerance odlitků byly nalezeny maximální a minimální přípustné rozměry upínacích bodů na odlitku držáku (pro oba použité stroje různé), prostřednictvím nichž je odlitek upnut v upínací. Následně byl pro oba stroje CAD model odlitku pomocí těchto bodů jak na horním, tak na dolním limitu „upnut“ a následně virtuálně „obroben“.



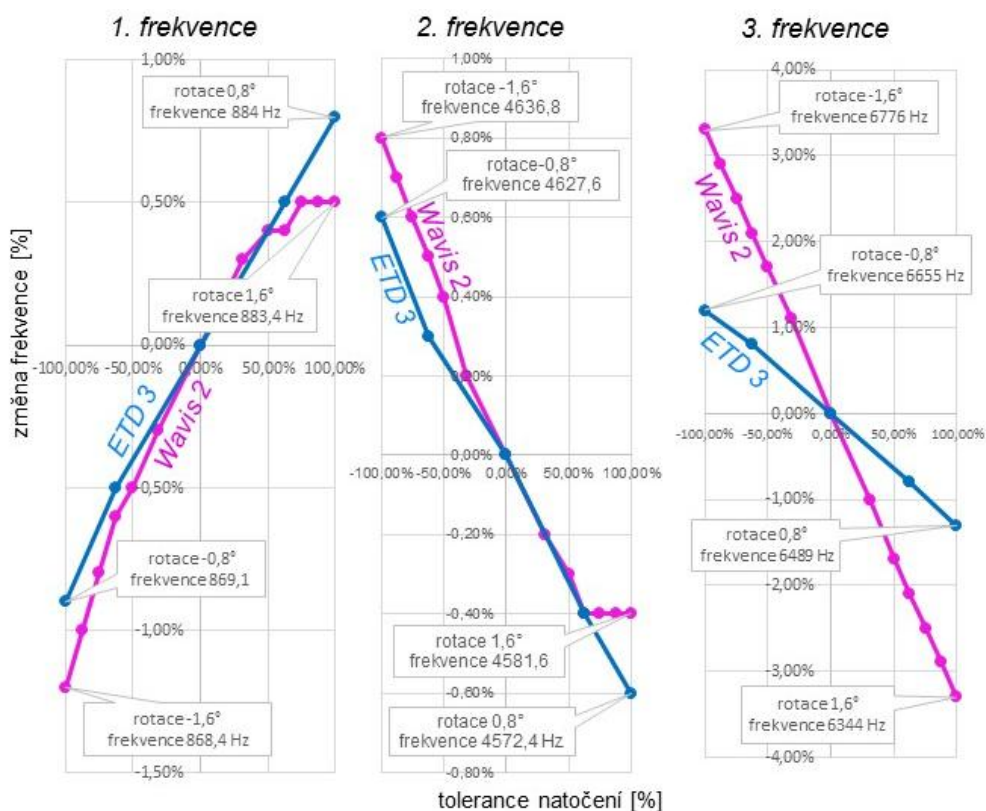
Obr. 3.46: Tolerance použitých upínacích bodů a upnutí CAD modelu pro jednotlivé stroje

Na první pohled se může zdát, že vlivem menší tolerance upínacích bodů použitých při obrábění na stroji Wavis II, dané jejich vzájemnou polohou a jejich polohou vůči dělicí rovině odlitku (viz obr. 3.46), bude toto obrábění přesnější. Ve skutečnosti je tomu přesně naopak a lepších výsledků tak dosáhneme paradoxně při obrábění na ETD 3. Negativní vliv větších tolerancí je u ETD 3 vyvážen tím, že je zde větší vzdálenost mezi použitými upínacími body – ačkoliv jsou tak tolerance větší, vlivem delšího ramene se odlitek nakloní o menší úhel. Tento jev je dobře patrný z obr. 3.47 na následující straně, kde je znázorněna délka tohoto ramena naklápění držáku a výsledné rozdíly mezi obrobky z obou krajních poloh (šedý/zelený), zarovnanými na drážku pro brzdový kotouč – u ETD 3 je tento rozdíl zřetelně menší.



Obr. 3.47: Vliv tolerance upínacích bodů a způsobu upnutí na výsledné obrobení

Takto „obrobené“ držáky byly dále podrobeny modální analýze stejným způsobem, jaký je uveden v úvodu této kapitoly. Získané výsledky jsou shrnuty do třech grafů na obr. 3.48, pro každou zkoumanou frekvenci zvlášť. Pro lepší porovnání je na vodorovné ose je znázorněno procentuální natočení, kdy $\pm 100\%$ značí natočení při použití upínacího bodu s maximální/minimální povolenou tolerancí pro daný stroj, svislá osa pak vyjadřuje procentuální odchylku výsledné frekvence od ideálního stavu.

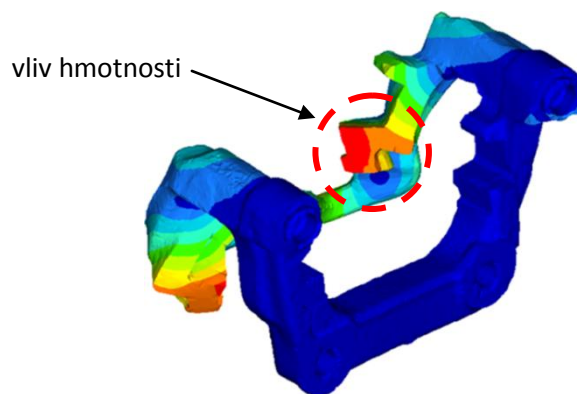


Obr. 3.48: Srovnání výsledků modální analýzy různě obrobených dílů

První dva grafy ukazují, že výsledky simulovaného obrábění oběma obráběcími centry jsou pro první i druhou zkoumanou frekvenci velmi podobné. Zatímco u první zkoumané frekvence s rostoucím nakloněním odlitku frekvence roste, u druhé klesá. V obou případech vychází absolutní hodnota maximální odchylky lépe pro obrobek z ETD 3 – konkrétně 0,8 % (E3) oproti 1,2 % (W2) u první zkoumané frekvence a 0,6 % (E3) oproti 0,8 % (W2) u druhé zkoumané frekvence. Tyto odchylky jsou však z celkového pohledu poměrně malé.

Daleko důležitější jsou však výsledky získané pro třetí kontrolovanou frekvenci, kde stejně jako u druhé kontrolované frekvence s rostoucím natočením hodnota vlastní frekvence klesá. Také v tomto případě získáme lepší výsledek, pokud odlitek místo pomocí Wavis II obrábíme na ETD 3, zde je však rozdíl daleko markantnější než v předchozích dvou případech. Zatímco u ETD 3 se velikost maximální odchylky pohybuje oběma směry lehce nad 1 %, u Wavis II tato odchylka v obou mezních polohách překračuje 3 %. To se jeví jako citelný problém vzhledem k tomu, že velikost pásma, kde se mají vlastní frekvence po obrábění pohybovat, se stanovuje jako ± 3 % kolem střední hodnoty několika změřených předseriově vyrobených dílů. Pokud se navíc k vlivu upínacích bodů připojí i další vlivy použitých odlitků, jako jejich odlišná tloušťka nebo různá hmotnost, není prakticky možné dodržet požadovaný ± 3 % limit. Zde se tak do kolize dostávají jednotlivé tolerance, kde i při dodržení předepsaných rozměrových tolerancí nemusí být splněny požadavky na hodnoty vlastních frekvencí.

CAE analýza kromě teoretických hodnot vlastních frekvencí a tvarů vlastních kmitů ukázala, že z kontrolovaných frekvencí je na způsob obrábění nejcitlivější třetí z nich. Možných příčin, které za touto citlivostí stojí, je více. Tou nejpravděpodobnější variantou bude nejspíše změna hmotnosti obrobené části *outer beamu* držáku v oblasti pod drážkou pro brzdovou destičku (obr. 3.50). Snížení hmotnosti kmitající části obrobením při upnutí za upínací body s různou tolerancí v kombinaci s tvarem vlastních kmitů pro třetí kontrolovanou frekvenci (viz obr. 3.40) tak vede k nárůstu této frekvence. Vzhledem ke způsobu upnutí se tato změna v rozptylu naměřených hodnot třetí kontrolované frekvence projeví více u Wavis II než u ETD 3.



Obr. 3.50: Vliv velikosti kmitající hmoty na výslednou frekvenci

4 NÁVRH OPATŘENÍ PRO ZLEPŠENÍ

Pro odstranění problémů popsanych v předchozí části této práce bylo navrženo několik opatření, které by mohly pomoci tyto problémy spojené s frekvenčními vlastnostmi při kontrole obrábění brzdového držáku pro kotouč o rozměrech 300×22 mm redukovat, případně zabránit jejich vzniku při obrábění jiných dílů v budoucnu.

4.1 Nástroj pro kontrolou naměřených dat

Aby bylo možné výsledky měření frekvenčních vlastností různých typů brzdových držáků prováděných na zkušebním stroji v budoucnu průběžně sledovat, byl vytvořen nástroj pro usnadnění kontroly těchto výsledků, protože ruční zpracovávání několika tisíc hodnot je poměrně zdlouhavý a náročný proces. Z důvodu snadného uživatelského ovládání byl jako výchozí software zvolen Microsoft Excel, jehož další předností je jeho dostupnost téměř na každém počítači, na rozdíl od specializovaných statistických programů jako např. Minitab nebo TriloByte. Pomocí tohoto vytvořeného nástroje je možné rychle ověřit, zda obrobky vybrané na základě definovaných parametrů (obráběcí centrum, velikost držáku, pravá/levá strana...) splňují stanovené frekvenční požadavky, případně jak se jejich výsledky vyvíjejí v čase a sledovat tak případné změny při obrábění. Tyto výsledky je pak dále možno uložit v podobě protokolu ve formátu *pdf* a následně vytisknout na papír, poslat jako přílohu e-mailem zainteresovaným kolegům nebo nahrát do informačního systému *GLMS*.

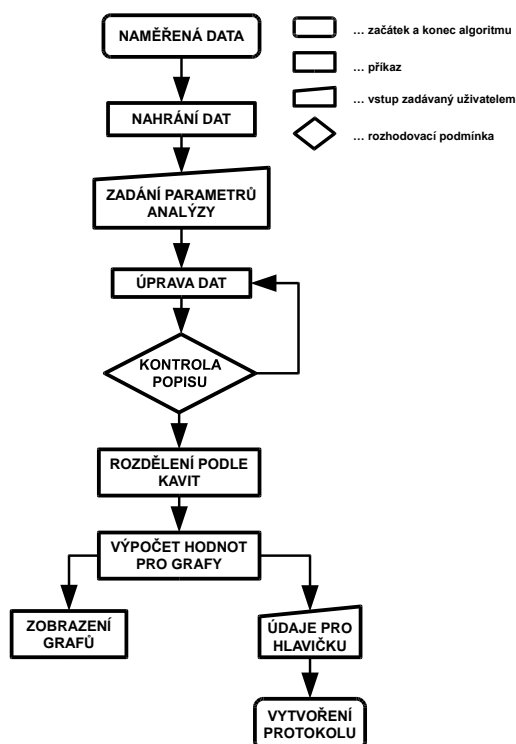
Tento nástroj je koncipován tak, aby ho bylo z velké části možno ovládat pouze pomocí několika ovládacích prvků a minimalizovat tak manuální zadávání hodnot. Jednotlivé příkazy a výpočty vykonávají makra vytvořená pomocí programovacího jazyka Visual Basic for Applications (VBA), která jsou spouštěna výše zmíněnými ovládacími prvky. Pro načtení dat, jejich rozdělení, provedení výpočtů spolu s vykreslením grafů a závěrečné vytisknutí protokolu tak stačí pouze několik kliknutí.

The image shows two side-by-side windows from a software application. The left window, titled 'CONTROL PANEL', contains several buttons and input fields. On the left side, there are buttons for 'LOAD DATA', 'PREPARE DATA', 'DIVIDE BY CAVITIES', 'STATISTICS', 'DELETE PREPARED DATA', and 'CLEAR ALL'. On the right side, there are dropdown menus for 'BRAKE SIZE' (set to '16" 300x22'), 'DRAWING NUMBER (SIDE)' (set to '32354340+32354341 (L+R)'), and 'MACHINE' (set to 'ETD 3'). Below these are radio buttons for 'USE DATA FROM TIME INTERVAL' (selected) and 'USE ALL DATA'. There are also date pickers for 'DATA FROM' (1.1.2015) and 'DATA TO' (19.3.2017). The right window, titled 'REPORT', contains buttons for 'REPORT HEADING', 'CREATE REPORT', and 'PRINT TO *.PDF'.

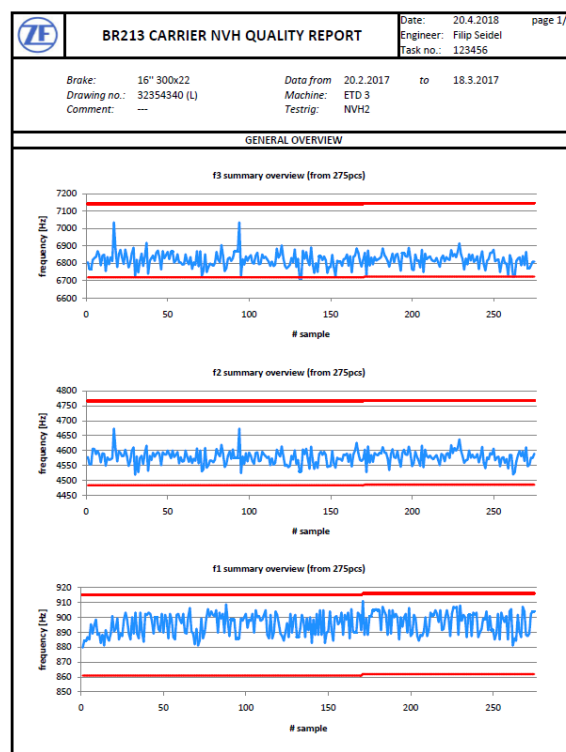
Obr. 4.1: Ovládací prvky pro vyhodnocení

Jak funguje celý algoritmus zpracovávající data o frekvenčních vlastnostech brzdového držáku, od vložení naměřených dat až po vytisknutí protokolu shrnujícího zpracované výsledky do grafické podoby, ukazuje vývojový diagram na obr. 4.2. Detailnější popis jednotlivých kroků výpočtu, sloužící zároveň jako podrobný návod k obsluze, je popsán v samostatném dokumentu,

který je spolu s tímto vyhodnocovacím souborem a ukázkou výsledného protokolu ve formátu *pdf* uložen na příloženém CD, které je součástí této diplomové práce.



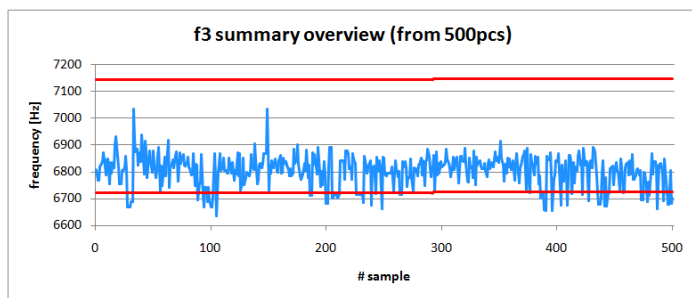
Obr. 4.2: Vývojový diagram



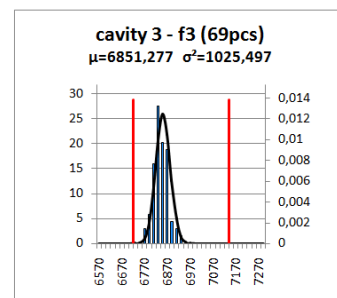
Obr. 4.3: Ukázka prvního listu protokolu

Stručný popis zpracování dat vypadá zjednodušeně takto: Po automatickém nahrání naměřených výsledků do vyhodnocovacího souboru dojde k úpravě jejich formátu pro snadnější následující zpracování a poté jsou pro samotné vyhodnocení vybrána pouze ta měření, která odpovídají nastaveným parametrům vyhodnocování (obráběcí centrum, časový interval, strana...). Následně je jednotlivým změřeným obrobkům přiřazena na základě jejich licích kódů příslušná kavit. V případě, že byl při měření zapsán obsluhou licí kód chybně, je v některých případech opraven automaticky, někdy je však nutné provést tuto opravu manuálně – v takovém případě se objeví informační okno o počtu špatně označených kavit a ty jsou následně červeně zvýrazněny.

Poté, co jsou vybraná data rozdělena podle příslušných kavit, jsou provedeny výpočty potřebné pro sestavení dvou druhů grafů. Nejprve je vytvořen chronologický přehled změřených výsledků pro každou kontrolovanou frekvenci, sloužící pro sledování vývoje výsledků v čase. Pro detailnější pohled na výsledky jsou pak vytvořeny pro každou kavitu při každé kontrolované frekvenci histogramy, obsahující dále křivku normálního rozdělení a statistické charakteristiky popisující normální rozdělení, které se také značí jako $N(\mu, \sigma^2)$ – střední hodnotu μ a rozptyl σ^2 . Z těchto histogramů je tak možno vyčíst, která kavit je nejproblematičtější. Z grafu normálního rozdělení je možnost odhadnout, zda v případě překročení svislých čar reprezentujících dolní a horní hranici, byly vyrobeny některé nevyhovující díly, které se však kvůli tomu, že nebyly změřeny nepodařilo odhalit a vyřadit.



Obr. 4.4: Ukázka průběhu naměřených výsledků pro jednu frekvenci



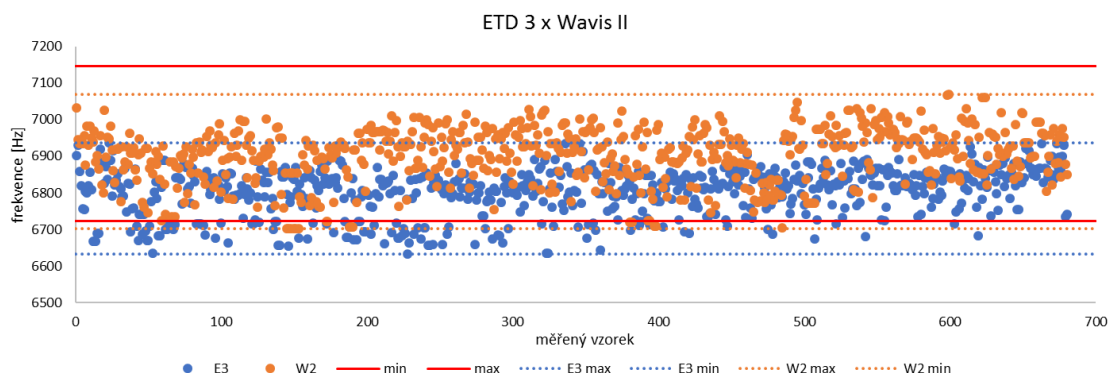
Obr. 4.5: Histogram pro jednu kavitu

Všechny tyto výsledky v grafické podobě slouží spíše k rychlému náhledu aktuálních výsledků. V případě, že s výsledky chceme dále nakládat, např. prezentovat je zákazníkovi, seznámit pracovníky ve výrobě s potenciálními riziky nebo chceme data pravidelně za každý měsíc archivovat, je vhodné získané výsledky exportovat do podoby protokolu (ukázka na obr. 4.3).

Celý proces zpracování naměřených dat je mnohem komplikovanější, než se může ze stručného popisu výše zdát. Je to dáno především odlišnou strukturou dat pro jednotlivé druhy brzdových držáků, kdy u některých jsou kontrolovány 2 frekvence, zatímco u některých 3 nebo jejich odlišné číslování kavit. Všechny tyto stavy je tak třeba ošetřit, aby vždy došlo k úspěšnému provedení výpočtů. Vytvoření tohoto vyhodnocovacího nástroje však přineslo značnou úsporu času, kdy zdoluhavé ruční filtrování požadovaných hodnot, následné provádění výpočtů a vytváření grafů nahradilo několik kliknutí.

4.2 Stanovení nových limitů

Jedním z poznatků, zjištěných v předchozích kapitolách, je ten, že držáky obrobené na stroji ETD 3 by měly mít oproti těm z Wavis II teoreticky lepší výsledky. Pokud vezmeme výsledky z měření třetí frekvence 680 držáků obrobených z odlitků pocházejících z různých kavit na Wavis II a stejný počet kusů obrobených na ETD 3 a tyto hodnoty znázorníme jako jednotlivé body v grafu, získáme výsledek uvedený na obr. 4.6.



Obr. 4.6: Porovnání výsledků z obou použitých strojů

Z grafu, kde je pro větší názornost zobrazen také stanovený dolní a horní limit (červené přímky), je patrné, že pod dolní hranicí je daleko více modrých bodů, znázorňujících výsledky z E3, než oranžových značících výsledky z W2. Pokud však přidáme i přerušované čáry, vymezující pásmo mezi nejnižší a nejvyšší změřenou frekvencí obrobku z daného stroje, zjistíme, že velikost tohoto pásma je u E3 oproti W2 menší. Zatímco u E3 je jeho šířka 303,9 Hz, u W2 je rozdíl mezi nejlepšími a nejhoršími díly 366,4 Hz, což je o více než 20 % horší výsledek oproti předchozímu případu. Střední hodnoty výsledků získaných pomocí obou různých strojů se mezi sebou liší téměř přesně o 100 Hz. Zatímco u E3 je to 6802,3 Hz, u W2 je průměrná hodnota 6902,6 Hz. Také další statistický ukazatel – směrodatná odchylka – hovoří ve prospěch obrábění na E3 (63,5 Hz) oproti W2 (75 Hz).

Výše uvedené výsledky domněnku o lepších výsledcích obrábění pomocí E3 potvrzují, snížení hodnot třetí kontrolované frekvence se pak dále více přibližuje k výsledkům simulované modální analýzy ideálního CAD dílu, uvedené v kap. 3.11. Z pohledu obrábění tak můžeme označit pokles třetí kontrolované frekvence za zlepšení stavu, nikoliv za jeho zhoršení, jak bylo předpokládáno při prvním výskytu tohoto problému. Toto zjištění tak navíc potvrdilo i dřívější zkušenosti obsluhy příslušných strojů, že obrábění na ETD 3 dává obecně přesnější výsledky.

Z pohledu NVH ale tento závěr, že pokles frekvence znamená zlepšení, platit nemusí. Bylo by tak vhodné ověřit, zda při poklesu jedné z vlastních frekvencí o 100 Hz vlivem změny obráběcího stroje dojde k výskytu některého nepříjemného brzdového hluku, jak je uvedeno v kap. 1.3. Pro toto ověření by bylo vhodné využití jízdní zkoušky, kde je brzdový držák v interakci jak se zbylými částmi brzdy (brzdový třmen, destičky, vodící čepy) tak i s částí automobilového podvozku, ke které je napevno připevněn pomocí šroubů, což má za následek další změnu frekvenčních vlastností. Podle zkušeností pracovníků zabývajících se NVH má však držák kotoučové brzdy většinou vliv na vznik hluků s nižší frekvencí (okolo cca 1 kHz), přičemž v tomto případě se problematická zkoumaná frekvence pohybuje okolo 6,8 kHz.

Stanovení současných kontrolních pásem, kde se sledují vlastní frekvence, vychází z měření provedených na několika kusech brzdových držáků obrobených pomocí Wavis II. Bylo by tak vhodné stanovit pásmo pro třetí frekvenci znovu, na základě výsledků měření více držáků obrobených pomocí ETD 3, kde by byly zastoupeny všechny kavity používané při odlévání.

Další možnou změnou v metodice měření by bylo použít zcela opačný přístup ve vyhodnocování OK / nOK dílů, než je aplikován nyní. Zatímco v současné době se výsledek, zda obrobek projde frekvenční kontrolou určuje podle toho, jestli se jeho vlastní frekvence nachází ve stanovené oblasti, bylo by možné použít inverzní přístup, kdy by se uvnitř zvoleného pásma žádná vlastní frekvence nacházet nesměla. Hlavní výhodou tohoto přístupu by pak bylo odpadnutí zkoumání hodnot vlastních frekvencí jednotlivých dílů, ale stanovení frekvenčního

pásma pro měření ve výrobě na základě frekvencí brzdových hluků, objevujících se jak během zkoušek celé brzdy na dynamometru, tak na skutečném vozidle při jízdních zkouškách.

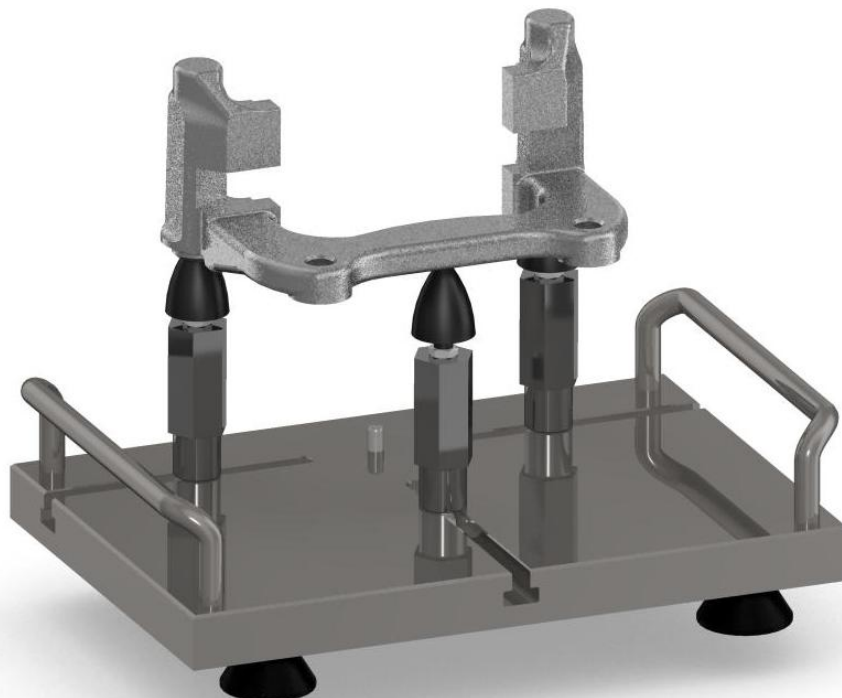
4.3 Použití nosiče při stanovování frekvencí pro kontrolu ve výrobě

Při stanovování limitů pro kontrolu frekvenčních vlastností obrobeného držáku se vychází mimo jiné z výsledků modální analýzy provedené dle příslušné interní specifikace. Při tomto experimentálním měření by měl být zkoumaný brzdový držák umístěn na speciální molitanové podložce, zatímco při kontrole ve výrobě se z technologických důvodů využívá speciálního nosiče, který je vyroben zvlášť pro každý typ zkoumaného brzdového držáku. Tento rozdíl v poloze a orientaci obrobku může vést k lehce odlišným výsledkům měření – v případě zkoumaného brzdového držáku pro brzdový disk o velikosti 300×22 mm byl tento jev pozorován u druhé kontrolované frekvence, kde při vyhodnocování ve výrobě byla rozpoznána frekvence o cca 180 Hz nižší než při experimentální modální analýze prováděné dle interní specifikace, jak je detailněji popsáno v kap. 3.9.

Jedním ze způsobů, jak zabránit vzniku této odlišnosti, je provést po stanovení kontrolních frekvenčních limitů dle interní specifikace ještě následnou kontrolu, zda budou totožné výsledky dosaženy i při měření na zkušebním zařízení. K tomuto měření by bylo využito univerzálního nosiče obrobených brzdových držáků, jehož návrh je popsán níže. Zatímco ve výrobě má každý kontrolovaný typ brzdového držáku svůj unikátní nosič, pro toto ověřovací měření v laboratorních podmínkách by byl použit nosič univerzální, jehož opěrné body je možno posunovat a tato variabilita tak umožňuje použít nosič pro rozličné velikosti obrobků brzdových držáků, používaných jak na přední, tak zadní nápravě. Návrh univerzálního nosiče je zobrazen na obr. 4.7 (použitý brzdový držák je pouze ilustrační), podrobný výkres celé sestavy spolu s výkresy jednotlivých dílů je pak jako samostatná příloha součástí této diplomové práce.

Návrh univerzálního nosiče vychází z jednoúčelových držáků používaných ve zkušebním zařízení. Jeho hlavní část tvoří základní deska o rozměrech 220×150×18 mm, která je vyrobená z oceli 14 220 a jejíž celý povrch je pro zajištění korozní odolnosti černěn. V této desce jsou vyfrézovány tři T-drážky o délce 85 mm dle normy ČSN 02 1030 – dvě drážky podél delší strany desky, třetí drážka pak napříč v polovině desky. V těchto drážkách se pohybují tři šrouby DIN 787 pro T-drážky se závitem M6, na které jsou našroubované podpory, sloužící pro uložení obrobku – dotažením tohoto šroubového spoje tak dojde k aretaci zvolené polohy podpor. Vlastní podpory tvoří ocelové šestihranné tyče ČSN EN 10278 s rozměrem šestihranu 17 mm a délkou 50 mm, v dolní části soustružené na průměr 15 mm. Skrz celou podporu je vyvrtána průchozí díra o průměru 5 mm s vnitřním závitem M6 o délce 20 mm nahoře a 22 mm dole. Dolní závit slouží pro spojení se šrouby T-drážky, horní závit slouží pro našroubování pryžových parabolických silentbloků o spodním průměru 20 mm a výšce 24 mm, které jsou dále

zajištěny kontramaticí. Pro usnadnění manipulace s celým nosičem jsou pak dále z obou stran připojena pomocí dvojice šroubů se závitem M6 do základní desky dvě průmyslová madla s roztečí 130 mm. Pro zvýšení stability nosiče je na spodní část desky pomocí závitů připevněna čtveřice stavitelných kruhových nožek.



Obr. 4.7: Návrh univerzálního držáku pro měření obrobků

Obrobek se na nosič ukládá tak, že se pomocí otvorů pro vodící čepy nasadí na silentbloky dvou podpor v podélné T-drážce, na silentblok třetí opory v příčné T-drážce se pak opře tzv. *inner beam* brzdového držáku. Nejprve je nutné nastavit podpory do správné pozice v drážce podle rozteče děr pro vodící čepy – k tomu slouží soustružená spodní část podpor a válcový kalený kolík o průměru 5 mm s vnitřním závitem umístěný mezi dvěma podélnými T-drážkami přesně uprostřed desky – správnou rozteč podpor je tak možné nastavit pomocí posuvného měřidla. Následně se zašroubováním nebo vyšroubováním silentbloku prostřední opory upraví jeho výška tak, aby byla drážka pro kotouč položeného obrobeného držáku vodorovně se základní deskou. Na takto usazeném brzdovém držáku pak může být provedeno měření frekvencí simulující podmínky měření na zkušebním zařízení.

Využití tohoto držáku by mohlo zamezit vzniku problému, kdy při měření na zkušební stroji získáme odlišné výsledky než při modální analýze, případně ušetřit čas při odstraňování tohoto problému. Zatímco v současnosti je při problémech s vyhodnocováním nutno obrobený držák změřit na zkušebním zařízení a spolu s těmito výsledky poslat k dalšímu měření příslušnému NVH oddělení (tzv. *cross-correlation*), s pomocí držáku simulujícího měření na zkušebním zařízení by toto měření mohlo provést NVH oddělení samo během několika minut.

5 ZÁVĚR

V úvodu práce je představena problematika brzd z pohledu NVH. Jsou zde uvedeny a popsány jednotlivé druhy zvuků a vibrací, se kterými se můžeme za provozu setkat a detailně objasněny mechanismy, jakými tyto jevy vznikají. Na závěr této rešerše jsou představeny testy, sloužící pro odhalení těchto zvuků před uvedením brzdy do provozu, a to jak v laboratorních podmínkách pomocí dynamometrů, tak na skutečném vozidle při jízdních zkouškách.

Hlavním cílem praktické části této diplomové práce bylo odhalit příčinu, která stojí za změnou frekvenčních vlastností brzdových držáků po změně obráběcího centra, převážně pak u 3. kontrolované frekvence. Analýza dostupných dat ukázala, že nejvíce se změna projeví u obrobených odlitků pocházejících z kavit č. 2 a 6, tedy z horní části formy, kde je tavenina nejchladnější. Rozměrová kontrola pomocí 3D skeneru dále odhalila, že vyhovující a nevyhovující díl se od sebe liší svou hmotností a tloušťkou, kde vyhovující má více materiálu. Na základě získaných dat byla nakonec provedena CAE analýza, která ukázala tvary vlastních kmitů a hodnoty vlastních frekvencí brzdového držáku, kdy výsledky simulace odpovídají experimentálně zjištěným hodnotám. Při porovnání výsledků simulace obrábění na obou strojích bylo prokázáno, že vlivem odlišného upnutí obrobku je na nově používaném stroji ETD 3 dosahováno lepších výsledků než na zpočátku používaném Wavis II. U něj se objevila velká citlivost u 3. kontrolované frekvence, kdy při obrábění odlitků s mezními rozměrovými tolerancemi je výsledná odchylka této frekvence větší než stanovených ± 3 %. Změna frekvenčních vlastností tak nemá jednoznačnou příčinu, ale je dána kombinací několika faktorů.

Z pohledu obrábění se změna frekvenčních vlastností může nakonec zdát jako zlepšení, kdy výsledky z ETD 3 mají menší rozptyl a nižší frekvenci, více odpovídající ideálnímu CAD modelu. Zda toto platí i z pohledu NVH je nutno potvrdit dalšími testy na vozidle a poté případně stanovit nové limity pro kontrolu frekvencí s ohledem na změnu obráběcího stroje.

Při ověření použité metody měření ve výrobě se ukázalo, že vlivem odlišných podmínek než při modální analýze můžeme získat u některých kontrolovaných frekvencí odlišné výsledky (což se ale netýká 3. kontrolované frekvence). Aby k tomu nedocházelo, byl vytvořen výkres univerzálního nosiče obrobku, simulujícího podmínky při měření na zkušebním zařízení ve výrobě, s jehož pomocí by bylo možno přímo v NVH oddělení zkontrolovat, zda výsledky měření ve výrobě budou odpovídat výsledkům experimentální modální analýzy.

Aby bylo možné jednoduše sledovat změny a vývoj výsledků měření v čase, byl dále pomocí programovacího jazyka VBA vytvořen v prostředí MS Excel nástroj, který naměřená data ze zkušebního zařízení zpracuje do přehledné grafické podoby a následně vytvoří protokol z těchto měření. Oproti ručnímu vyhodnocení tak přináší značnou časovou úsporu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] OBERST, S. a J.C.S. LAI. *Chaos in brake squeal noise*. In: Journal of Sound and Vibration Volume 330. United Kingdom: Academic Press, February 2011. pp. 955-975
- [2] KINKAID, N.M., O.M. O'REILLY a P. PAPADOPULOS. *Automotive disc brake squeal*. In: Journal of Sound and Vibration, Volume 267. United Kingdom: Academic Press, October 2003. pp. 105-166
- [3] POLETTI, J.C., P.D. NEISS, N.F. FERREIRA, D. MASOTTI a L.T. MATOZO. *An experimental analysis of the methods for brake squeal quantification*. In: Applied Acoustics Volume 122. Elsevier Applied Science Publishers, July 2017. pp. 107-102.
- [4] DAY, Andrew. *Braking of road vehicles*. Amsterdam: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2014. ISBN 978-0-12-397314-6.
- [5] Sluchové pole - Graf. In: Wikiskripta [online]. © 2018 Wikiskripta. [vid. 4.2.2018]. Dostupné z: https://www.wikiskripta.eu/w/Pr%C3%A1h_sluchu_a_sluchov%C3%A9_pole
- [6] BAUER, J., M. KÖRNER a P. ALEXANDER. *Moan noise - the phenomenon and solution approaches*. In: EuroBrake 2017. 2-4 May, 2017, Dresden, Germany.
- [7] HOCHLENERT, D., G. SPELSBERG-KORSPETER a P. HAGEDORN. *A note on safety-relevant vibrations induced by brake squeal*. In: Journal of Sound and Vibration, Volume 329, Issue 19. United Kingdom: Academic Press, September 2010. pp. 3867-3872. ISSN 0022-460X
- [8] HILLER, Martin Bernhard. *Correlation between Parameters of the Tribosystem and Automotive Disc Brake Squeal*. Paderborn: Universität Paderborn 2006. Disertační práce. Universität Paderborn, Fakultät für Maschinenbau
- [9] LINDEBERG, Eskil. *Vehicle Disc Brake Roughness Noise - Experimental Study of the Interior Noise and Vibro-Acoustic Modelling of Suspension Systems*. Stockholm: KTH 2011. Licentiate thesis, Royal Institute of Technology, Department of Aeronautical and Vehicle Engineering, The Marcus Wallenberg Laboriet for Sound and Vibration Research
- [10] CROLLA, D. a A. M. LANG. *Brake Noise and Vibration - The State of the Art*. In: Vehicle tribology: proceedings of the 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology held at the Institute of Tribology, Leeds University, Leeds, UK, 4th-7th September 1990. New York, NY, U.S.A.: Distributors for the U.S. and Canada, Elsevier Science Pub. Co., 1991. pp. 165-174. ISBN 978-0-444-88796-2.
- [11] DUFFOUR, Philippe. *Noise generation in vehicle brakes*. Cambridge: Cambridge University 2002. Disertační práce. University of Cambridge, Jesus College, Engineering Department.
- [12] SVOBODA, Filip. *Systém tlumení aerostatických jevů*. Praha: ČVUT 2016. Diplomová práce, ČVUT, Fakulta elektrotechnická, Katedra řídicí techniky.
- [13] GLIŠOVIĆ, J., M. DEMIĆ, J. LUKIĆ a D. MILORADOVIĆ. *Dynamometer for testing high-frequency noise of disc brake*. In: International Journal Mobility & Vehicle Mechanics. Volume 38. January 2012. pp. 59-76.

- [14] WEISS, D. *Brake Test Systems*. In: HORIBA Technical Journal Readout. No. 13. February 2010. pp. 20-23
- [15] SAE J2521 *Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Test Procedure*. Revision 2013-04-11. SAE International
- [16] MAUER, G. a M. HAVERKAMP. *Measurement and assessment of noise caused by vehicle brake systems*. In: 36th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering. Istanbul: Turkish Acoustical Society. August 2007.
- [17] KISTLER. *Vehicle Dynamics & Durability Measurement. Systems for Vehicle Dynamics, Tire- and Durability Testing*. 2013
- [18] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vydání. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- [19] *Rear disc brake* [online]. AutoZone. [vid. 14.3.2018]. Dostupné z: https://www.autozone.com/repairguides/Volkswagen-Cars-2000-05/Rear-Disc-Brakes/Brake-Caliper/_/P-0900c152801bdc54
- [20] *SONIC/TC Eigenfrequency System Documentation*. RTE Akustik + Prüftechnik GmbH, Pfinztal (Germany). 2015.
- [21] MELOUN, Milan a Jiří MILITKÝ. *Kompendium statistického zpracování dat: metody a řešené úlohy včetně CD*. Praha: Academia, 2002. ISBN 8020010084

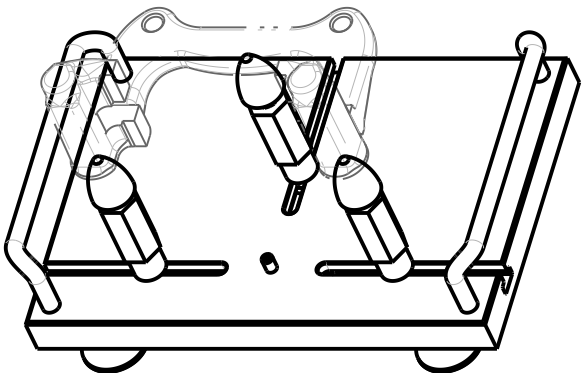
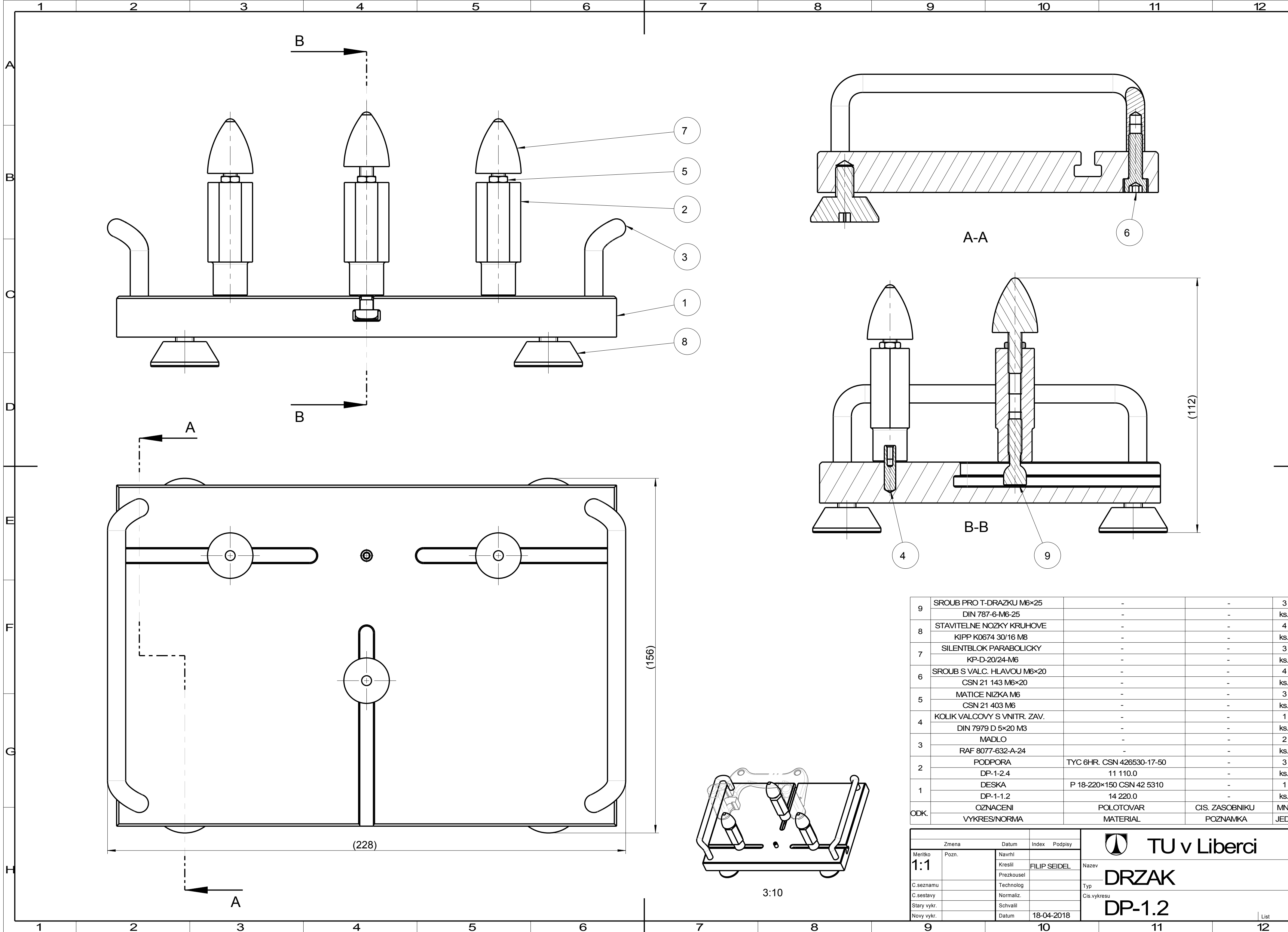
PŘÍLOHY

A: Obsah přiloženého CD

- Text diplomové práce
 - *DP_2018_Filip_Seidel.pdf*
 - *DP_2018_Filip_Seidel.doc*
 - *kopie_zadani_DP_Filip_Seidel.pdf*
- Výkresy navrženého nosiče pro ověření měření
 - *DP-1.2.pdf* – výkres sestavy nosiče brzdového držáku pro měření
 - *DP-1-1.2.pdf* – výkres základní desky nosiče
 - *DP-1-2.4.pdf* – výkres podpory nosiče
- Nástroj pro kontrolu výsledků
 - *NVH.xlsm* – nástroj pro zpracování naměřených výsledků
 - *NVH_manual.pdf* – popis a podrobný návod k obsluze
 - *NVH_report.pdf* – ukázka výsledného reportu

B: Výkresy navrženého nosiče pro ověření měření

- *DP-1.2* – výkres sestavy nosiče brzdového držáku pro měření (formát A2)
- *DP-1-1.2* – výkres základní desky nosiče (formát A2)
- *DP-1-2.4* – výkres podpory nosiče (formát A4)



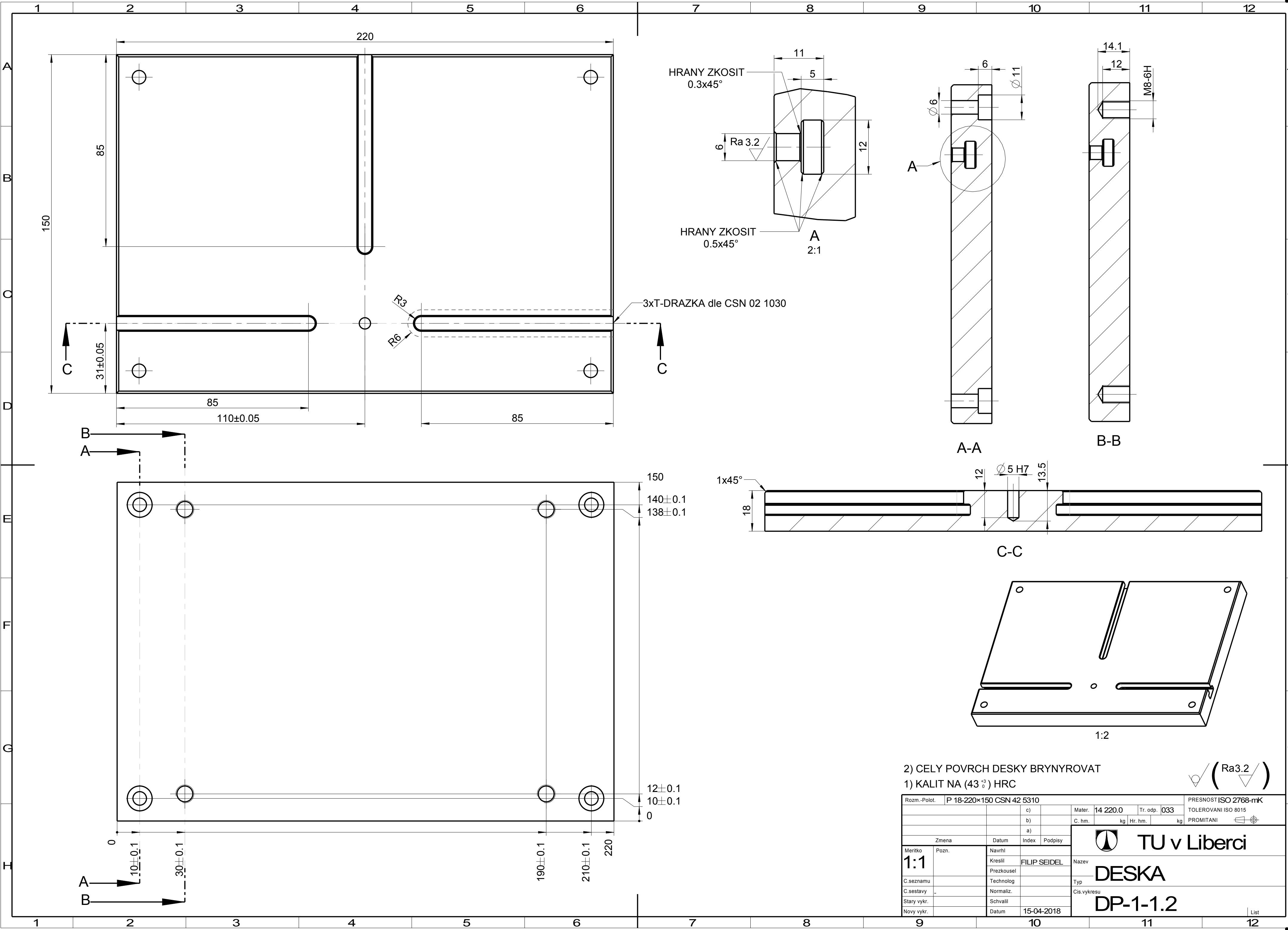
3:10

9	SROUB PRO T-DRAZKU M6×25	-	-	3
	DIN 787-6-M6-25	-	-	ks.
8	STAVITELNE NOZKY KRUHOVE	-	-	4
	KIPP K0674 30/16 M8	-	-	ks.
7	SILENTBLOK PARABOLICKY	-	-	3
	KP-D-20/24-M6	-	-	ks.
6	SROUB S VALC. HLAVOU M6×20	-	-	4
	CSN 21 143 M6×20	-	-	ks.
5	MATICE NIZKA M6	-	-	3
	CSN 21 403 M6	-	-	ks.
4	KOLIK VALCOVY S VNITR. ZAV.	-	-	1
	DIN 7979 D 5×20 M3	-	-	ks.
3	MADLO	-	-	2
	RAF 8077-632-A-24	-	-	ks.
2	PODPORA	TYC 6HR. CSN 426530-17-50	-	3
	DP-1-2.4	11 110.0	-	ks.
1	DESKA	P 18-220×150 CSN 42 5310	-	1
	DP-1-1.2	14 220.0	-	ks.
ODK.	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES/NORMA	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

Zmena	Datum	Index	Podpisy
Meritko	Pozn.	Navrhl	Kreslil
1:1			FILIP SEIDEL
C.seznamu		Prezkousel	
C.sestavy		Technolog	
Stary vykr.		Normaliz.	
Novy vykr.		Schvalil	
	Datum	18-04-2018	

Nazev	Typ
DRZAK	Cis.vykresu
DP-1.2	

List



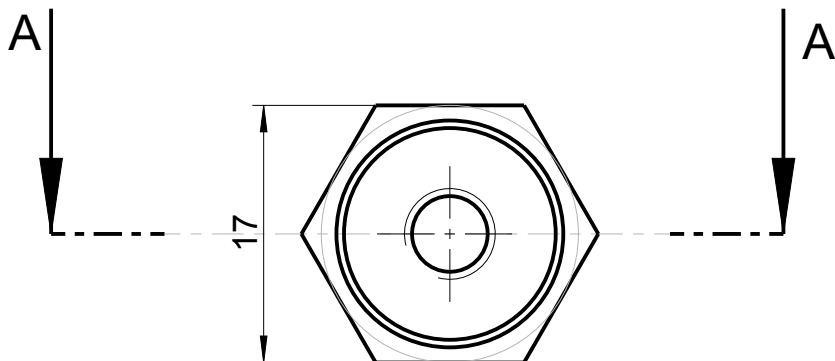
2) CELY POVRCH DESKY BRYNYROVAT
1) KALIT NA (43^{±3}) HRC

✓ (Ra3.2) ✓

Rozm. - Polot.		P 18-220×150 CSN 42 5310				PRESNOST ISO 2768-mK			
		c)		Mater.		Tr. odp.		TOLEROVANI ISO 8015	
		b)		C. hm.		kg		kg	
		a)						PROMITANI	
Zmena		Datum		Index		Podpisy			
Meritko		Navrhl		Kreslil		FILIP SEIDEL		Nazev	
1:1		Pozn.		Prezkousel				DESKA	
C.seznamu				Technolog				Typ	
C.sestavy				Normaliz.				Cis.vykresu	
Stary vykr.				Schvalil				DP-1-1.2	
Novy vykr.				Datum		15-04-2018		List	

1 2 3 4

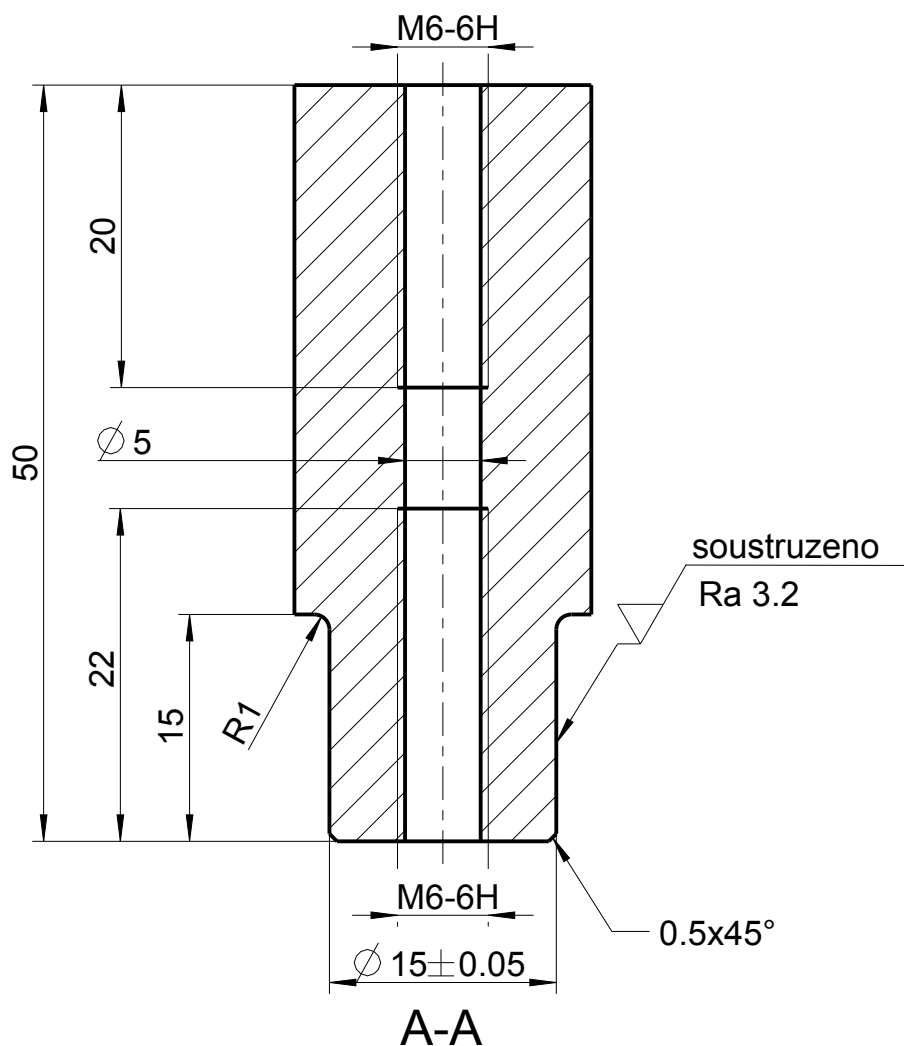
A



A

B

B



C

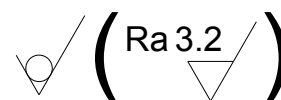
C

D



D

E

E



1:1

Rozm.-Polot.		TYC 6HR. CSN 426530-17-50				PRESNOST ISO 2768-mK				
		c)		Mater.	11 110.0	Tr. odp.	003	TOLEROVANI ISO 8015		
		b)		C. hm.	kg	Hr. hm.	kg	PROMITANI 		
		a)		<div><h1>TU v Liberci</h1><h2>PODPORA</h2><h3>DP-1-2.4</h3></div>						
Zmena		Datum	Index						Podpisy	
Meritko 2:1	Pozn.	Navrhl							Nazev	
		Kreslil	FILIP SEIDEL							
C.seznamu		Prezkousel							Typ	
C.sestavy	-	Technolog			Cis.vykresu					
Stary vykr.		Normaliz.								
Novy vykr.		Schvalil								
		Datum	15-04-2018							
				List						

1 2 3 4

F

F